

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Konstrukční návrh ruční hydraulické pily

Engineering Design of Hydraulic Hand Saw

Student:

Bc. Petr Oháňka

Vedoucí diplomové práce:

Ing. Tomáš Kubín

Ostrava 2011

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Petr Oháňka**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 20 Výrobní stroje a zařízení
Téma: **Konstrukční návrh ruční hydraulické pily**
Engineering Design of Hydraulic Hand Saw

Zásady pro vypracování:

Navrhnete ruční hydraulickou pásovou pilu určenou pro řezání kovových materiálů v těžce přístupných prostorách (zejména hlubinné doly). Pila bude rozšiřovat typovou řadu RHP firmy Koexpro Ostrava. Určujícím parametrem je maximální rozměr řezaného materiálu – Ø200mm.

Zpracujte:

1. Průzkum a rozbor zařízení, která se v podobných parametrech a podmínkách obecně využívají.
2. Ideově technický návrh možných řešení.
3. Konstrukční řešení nejlepší varianty.
4. Pevnostní kontrolu namáhaných součástí a kritických uzlů konstrukce.
5. Podrobnou dokumentaci (rozsah určí vedoucí práce).

Seznam doporučené odborné literatury:

KALAB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části spojovací*. 1. vydání VŠB-TU Ostrava, 2007, 91s. ISBN 978-80-248-1290-8

KALAB, K.: *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části pohonu strojů*. 1. vydání VŠB-TU Ostrava, 2007, 91s. ISBN 978-80-248-1860-3

DEJL, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení I. Spojovací části strojů. Návrh. Výpočet. Konstrukce*. Montanex a.s. Ostrava, 2000, ISBN 80-7225-018-3

MORAVEC, V., HAVLÍK, J.: *Výpočet a konstrukce strojních dílů*. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2005, ISBN 80-248-0878-1

NĚMČEK, M.: *Řešené příklady ČaMS Spoje*. 2. vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008, ISBN 978-80-248-1782-8

LEINVEBER, J., VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky*. 1. vydání. Úvaly: Albra-pedagogické nakladatelství, 2003, ISBN 80-86490-74-2

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

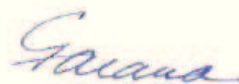
Vedoucí diplomové práce: **Ing. Tomáš Kubín**

Datum zadání: 17.12.2010

Datum odevzdání: 23.05.2011



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

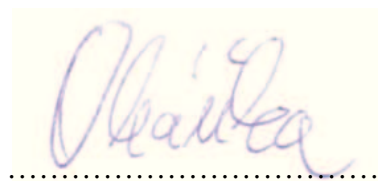
Poděkování

Děkuji vedoucímu diplomové práce Ing. Tomáši Kubínovi, za jeho trpělivost, čas a ochotu poskytnout mi cenné rady a připomínky v celém průběhu vypracování diplomové práce. Také chci poděkovat panu Ing. Eduardu Hájkovi a panu Ing. Petru Piskorzovi, ze společnosti KOEXPRO Ostrava, a.s. za poskytnutí informací o konstrukci a funkci hydraulických pil.

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě





.....
podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména §35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB-TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do její skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 20.5.2011

..... 

podpis studenta

Jméno a příjmení autora práce:

Bc. Petr Ohánka

Adresa trvalého pobytu autora práce:

Haukovice 534,
783 96, Újezd

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

OHÁŇKA, P. *Konstrukční návrh ruční hydraulické pily: diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2011, 68 s. Diplomová práce, Vedoucí práce: Ing. Kubín, T.

Diplomová práce se zabývá konstrukcí rámu hydraulické pásové pily používané v hlubinných dolech. V úvodní části jsou představeny možné řešení konstrukce rámu. Na základě zadaných požadavků byla volena konstrukce tří-kotoučové pily. Základní konstrukční polotovár je plech, ze kterého je rám svařen. Geometrie pily byla navržena s ohledem na nízkou hmotnost a minimální rozměry. Výsledný model prošel analýzou MKP v programu Autodesk Inventor. Použití pily je pro ruční řezání kruhových průřezů do maximálního rozměru 200 mm. Hydraulická pila splňuje podmínky pro použití v nebezpečných atmosférických podmínkách hlubinných dolů.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

OHÁŇKA, P. *Engineering Design of Hydraulic Hand Saw: Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2011, 68 p. Thesis head: Ing. Kubín, T.

Master thesis is dealing with engineering design of hydraulic hand saw used in underground mines. The introductory section presents a possible solution to the frame structure. On the basis of specified requirements has been chosen constructing three-disc saws. The basic design is a sheet metal blank from which the frame is welded. The geometry of the saw was designed with low weight and minimal dimensions. The final model passed the FEM analysis in Autodesk Inventor. Use hand saws for cutting circular cross-sections to maximum size of 200 mm. Hydraulic saw qualifies for use in hazardous atmospheric conditions of underground mines.

Obsah diplomové práce:

Seznam použitého značení ...	10
Úvod.....	14
1. Průzkum a rozbor zařízení, která se v podobných parametrech a podmínkách obecně využívají	15
1.1 Pneumaticky poháněná zařízení pro dělení materiálu.....	16
1.2 Hydraulicky poháněná zařízení pro dělení materiálu	19
2. Pilové pásy a jejich vlastnosti.....	24
3. Ideově technický návrh možných řešení konstrukce rámu.....	28
3.1 Možná konstrukční řešení umístění kotoučů a pomocných kladek.....	28
3.1.1 Dvou-kotoučová pásová pila	29
3.1.2 Tří-kotoučová pásová pila (1+2)	30
3.1.3 Tří-kotoučová pásová pila (1+1+1)	31
3.1.4 Čtyř-kotoučová pásová pila s přítlačnou kladkou (2+2+1)	32
3.1.5 Vícekotoučová pásová pila (2+x)	33
3.1.6 Rozměrová analýza jednotlivých řešení	35
3.2 Vlivy na velikost kotouče, respektive celého rámu pily	36
3.3 Rozteč kotoučů podle průřezu řezaného materiálu (kruh, čtverec) a vliv uložení čepu otočného ramene pily	40
3.4 Návrhy přemostění rámu pily (přesah horní vratné větve X_1)	43
4. Konstrukční řešení nejlepší varianty	46
4.1 Volba konstrukční varianty rámu	46
4.2 Výpočet a volba velikosti kotoučů	47
4.3 Volba pilového pásu	49
4.4 Pohonné ústrojí	50
4.4.1 Hydromotor	50
4.4.2 Planetová převodovka	52
4.4.3 Parametry pohonu	53
4.5 Výpočet napínací síly	54

5. Pevnostní kontrola namáhaných součástí a kritických uzlů konstrukce.....	56
5.1 Návrh a výpočet napínacího elementu	56
5.2 Hřídel napínacího a vodícího kotouče	58
5.3 Kontrola pevnosti a tuhosti rámu	64
6. Závěr.....	65
7. Použitá literatura	66
8. Seznam příloh	68

Seznam použitého značení:

Označení	Název – Význam	Jednotka
A	délka rámu pily	[mm]
A _k	rozteč kotoučů	[mm]
B	výška rámu pily, šířka pilového pásu	[mm]
B _L	šířka ložiska	[mm]
D	průměr kotouče, velký průměr závitu matice	[mm]
D ₁	malý průměr závitu matice	[mm]
D ₂	střední průměr závitu matice	[mm]
D _H	průměr hnacího kotouče	[mm]
D _N	průměr napínacího kotouče	[mm]
D _V	průměr vodícího kotouče	[mm]
D _P	průměr přítlačné kladky	[mm]
D _Ř	průměr řezaného materiálu	[mm]
D _{max}	maximální průměr kotouče	[mm]
D _{min}	minimální průměr kotouče	[mm]
D _{Řβ}	výška pracovní řezné oblasti	[mm]
F _N	síla v napínacím šroubu	[N]
F _{NP}	napínací síla pilového pásu	[N]
F _{NP(v)}	výpočtová síla předeprnutí pilového pásu	[N]
F _{NP(dop)}	doporučená síla napnutí pilového pásu	[N]
F _{NV}	výsledná zatěžující síla na napínacím kotouči	[N]
F _{příčná}	příčná síla	[N]
F _{ox}	horizontální síla na testovacím nosníku	[N]
F _{oy}	vertikální síla na testovacím nosníku	[N]
F _T	obvodová síla na hnacím kotouči, řezná síla	[N]
F _X	maximální síla v řezné větvi pilového pásu	[N]
F _{VV}	výsledná zatěžující síla na vodícím kotouči	[N]
H	výška řezaného průřezu	[mm]
H _z	nosná hloubka závitu	[mm]
I _{SR}	koeficient poměru ploch	[%]
K	vzdálenost natáčecích kladek od osy kotouče	[mm]
L _P	délka pásu	[mm]
L _{P(min)}	minimální délka obvodu trajektorie pilového pásu	[mm]

Označení	Název – Význam	Jednotka
$L_{P(max)}$	maximální délka obvodu trajektorie pilového pásu	[mm]
M_B	moment k bodu B	[N·m]
M_k	krouticí moment	[N·m]
M_{k2}	krouticí moment na výstupu z převodovky	[N·m]
$M_{kHM(max)}$	maximální krouticí moment hydromotoru	[N·m]
M_o	ohybový moment	[N·m]
M_{oB}	ohybový moment k bodu B	[N·m]
M_{o1}	ohybový moment v průřezu 1	[N·m]
P	rozteč závitu	[mm]
P_{HM}	maximální přenášený výkon hydromotoru	[kW]
$Q_{HM(max)}$	maximální průtok v hydromotoru	[dm ³ /min]
R_A	reakce v bodě A	[N]
R_B	reakce v bodě B	[N]
R_e	mez kluzu	[MPa]
R_m	mez pevnosti	[MPa]
S_k	plocha kotouče	[mm ²]
S_R	plocha vnějších rozměrů pily	[mm ²]
S_X	plocha pracovní řezné oblasti	[mm ²]
S_P	plocha průřezu přemostění	[mm ²]
$S_{pásu}$	plocha průřezu pilového pásu	[mm ²]
V_g	geometrický objem hydromotoru	[cm ³ /ot.]
W_k	průřezový modul v krutu	[mm ³]
W_o	průřezový modul v ohybu	[mm ³]
W_{o1}	průřezový modul v ohybu v průřezu 1	[mm ³]
X	šířka řezného pracovního prostoru	[mm]
X_1	přídavek horní vratné větve pilového pásu	[mm]
X_2	spodní bezpečnostní přesah u řezné větve pilového pásu	[mm]
Y	boční vůle	[mm]
Z	délka posuvu napínáku	[mm]
Z_c	celkový posuv napínáku	[mm]
\sqrt{A}	Neuberova konstanta materiálu	[mm ^{-0,5}]
a	délka hrany řezaného průřezu, vzdálenost uložení ložisek na ose	[mm]
b	délka	[mm]

Označení	Název – Význam	Jednotka
d	velký průměr závitu šroubu	[mm]
d _B	velký průměr osy	[mm]
d ₁	malý průměr závitu šroubu	[mm]
d ₂	střední průměr závitu šroubu	[mm]
d ₃	malý průměr závitu šroubu ve vrcholu zaoblení závitového dna	[mm]
f _o	součinitel tření pro ocel	[1]
f _z	součinitel tření v závitu	[1]
h _m	výška matice	[mm]
i _p	převodový poměr	[1]
k _d	součinitel bezpečnosti k mezi únavy	[1]
k _{dmin}	minimální hodnota součinitele bezpečnosti k mezi únavy	[1]
k _s	součinitel bezpečnosti napínacího šroubu	[1]
k _{Smin}	minimální hodnota statického součinitele bezpečnosti	[1]
k _{s1}	součinitel statické bezpečnosti v průřezu 1	[1]
m _{HM}	hmotnost hydromotoru	[kg]
n _{HM(max)}	maximální otáčky hydromotoru	[min ⁻¹]
n _{2(max)}	maximální otáčky na výstupní hřídeli převodovky	[min ⁻¹]
p _D	dovolený tlak	[MPa]
p _{HM(max)}	maximální tlakový spád na hydromotoru	[MPa]
p _{HM(400)}	max. tlak na hřídelové těsnění při otáčkách 400 min ⁻¹	[MPa]
p _{HM(800)}	max. tlak na hřídelové těsnění při otáčkách 800 min ⁻¹	[MPa]
p _{s(N)}	stykový tlak mezi pásem a kotoučem	[MPa]
p _{vstup}	maximální vstupní tlak do hydromotoru	[MPa]
u	podélné odsazení upínacího čepu od středu kotouče	[mm]
v	svislé odsazení upínacího čepu od středu kotouče	[mm]
V _{Ř(max)}	maximální řezná rychlost	[m/min]
V _{Ř(min)}	minimální řezná rychlost	[m/min]
V _T	maximální obvodová rychlost na hnacím kotouči	[m/min]
w	délka zkušebního nosníku	[mm]
α _H	úhel opásání na hnacím kotouči	[°]
α _N	úhel opásání na napínacím kotouči	[°]
α _V	úhel opásání na vodícím kotouči	[°]
α _z	úhel profilu zubu	[°]

Označení	Název – Význam	Jednotka
α_1	součinitel tvaru	[1]
β	úhel natočení pilového pásu do řezu	[°]
β_k	koeficient zohledňující vliv neznámého krutu	[1]
β_1	vrubový součinitel podle Neubergera v průřezu 1	[1]
γ_N	úhel zatěžujících sil na napínacím kotouči	[°]
γ_V	úhel zatěžujících sil na vodícím kotouči	[°]
ε_v	součinitel velikosti	[1]
η_P	součinitel jakosti povrchu	[1]
η_p	účinnost převodovky	[1]
ρ	poloměr vrubu	[mm]
σ_{Co}	mez únavy hladkého vzorku	[MPa]
σ_{Co}^*	mez únavy reálné vrubované součásti	[MPa]
σ_{Do}	dovolené napětí v ohybu	[MPa]
σ_{NP}	napětí v pilovém pásu	[MPa]
σ_o	ohybové napětí	[MPa]
σ_{sl}	ohybové napětí v průřezu 1	[MPa]
σ_t	napětí v tahu	[MPa]
τ	napětí v krutu	[MPa]
φ'	redukovaný třecí úhel	[°]
ψ	úhel stoupání závitu	[°]

Úvod

Tato diplomová práce byla zpracována na základě zadání poskytnutého firmou KOEXPRO Ostrava, a.s. Předmětem zadání bylo navrhnout vhodnou konstrukci rámu hydraulické pásové pily, pro řezání do průměru 200 [mm] a to především s ohledem na nízkou hmotnost, při zachování dostatečné tuhosti rámu.

Ruční pásové pily (dále jen pily) jsou určeny k řezání převážně kovových profilů, jejichž velikost je určena charakteristickým řezným průřezem daného typu pily. Tyto pily se konstruují s pohonem pneumatickým nebo hydraulickým. Jejich určení a použití směřuje do oblasti hlubinných dolů, tedy do prostředí s nebezpečím výbuchu. Pila jde tedy provozovat na místech s dostupným zdrojem pracovního média (vzduch, hydraulická emulze), v hlubinném dole je to zajištěno přes centrální hydraulický (pneumatický) obvod.

V současné době jsou na trhu pily, spolehlivě fungující pro řezání průměrů do cca 160 [mm]. Manipulace s těmito pilami o hmotnosti mezi cca 15-16 [kg] je pro obsluhu náročná. To je hlavním důvodem, proč v současnosti chybí na trhu pily umožňující přerežat i větší průměry, jelikož s narůstajícím řezaným průřezem roste i celková hmotnost pily. A tedy náročnost fyzické zátěže pro obsluhu se neúměrně zvyšuje. Je nutno zmínit skutečnost, že na trhu již někteří výrobci produkují pily pro větší řezané průřezy, ale snížená hmotnost pily se negativně projevila na tuhosti pily a tím se stala nepopulární.

Nově navrhnutý rám by měl být schopný použití v prostředí s nebezpečím výbuchu. Měl by být dostatečně tuhý a společně s ostatními komponenty tvořit provozuschopný funkční celek, který se svou hmotností přibližuje hodnotám menších typů pásových pil. K úspěšné realizaci těchto požadavků, je třeba optimalizovat rám na jeho provozní zatížení. Tím je myšlené především vyztužení kriticky zatěžovaných míst a odlehčení míst s působením menšího zatížení.

1. Průzkum a rozbor zařízení, která se v podobných parametrech a podmínkách obecně využívají

Zařízení, na které bude zaměřen následující přehled, mají společné charakteristické znaky. V první řadě jde o mechanizaci, jež je primárně konstruována pro použití v porubech hlubinných dolů. V řadě druhé, se bude jednat o specifikaci a popis zařízení určených výhradně k dělení materiálu.

Hlubinné doly, jakožto prostředí s nebezpečím výbuchu vyžadují konstrukci zařízení splňující následující předpisy. Zařízení je konstruováno pro skupinu zařízení I (důlní) kategorie M2 dle Směrnice Evropského parlamentu a Rady 94/9/ES a splňující podmínky pro použití v prostředích "nebezpečné atmosférické podmínky 2" dle EN 1127-2+A1, při splnění platných národních předpisů provozovatele. [13]

V provozu hlubinných dolů se používá velké množství ručního náradí. Jeho užitnou hodnotu a schopnost efektivního nasazení určuje manipulační hmotnost. Snaha o konstrukci méně hmotných zařízení má nemalý vliv také v konkurenceschopnosti produkující firmy.

Použití lehkých slitin kovů (Al, Mg, Ti, Zr) je v prostředí s nebezpečím výbuchu vyloučeno evropskými i národními předpisy. Důvodem je skutečnost, že v případě mechanického nárazu lehké slitiny na zkorodovanou ocel vzniká exotermická reakce, schopná iniciovat výbušnou atmosféru v provozech důlního prostředí. Určitou výjimku pro použití těchto lehkých slitin kovů umožňuje použití patentově chráněné krycí vrstvy "ANTIAL" vyvinuté společností KOEXPRO Ostrava, a.s. Tato povrchová krycí vrstva má dobrou přilnavost k slitinovým materiálům a velkou odolnost vůči abrazi nebo rázům. Ruční náradí vyrobené ze slitin lehkých kovů a opatřené krycí vrstvou "ANTIAL" je tedy možné využít v prostředí s nebezpečím výbuchu s omezením do koncentrace 1,5% CH₄.

Z hlediska pohonu se uplatňují hydraulicky, pneumaticky nebo také mechanicky (ručně) poháněná zařízení.

1.1 Pneumaticky poháněná zařízení pro dělení materiálů

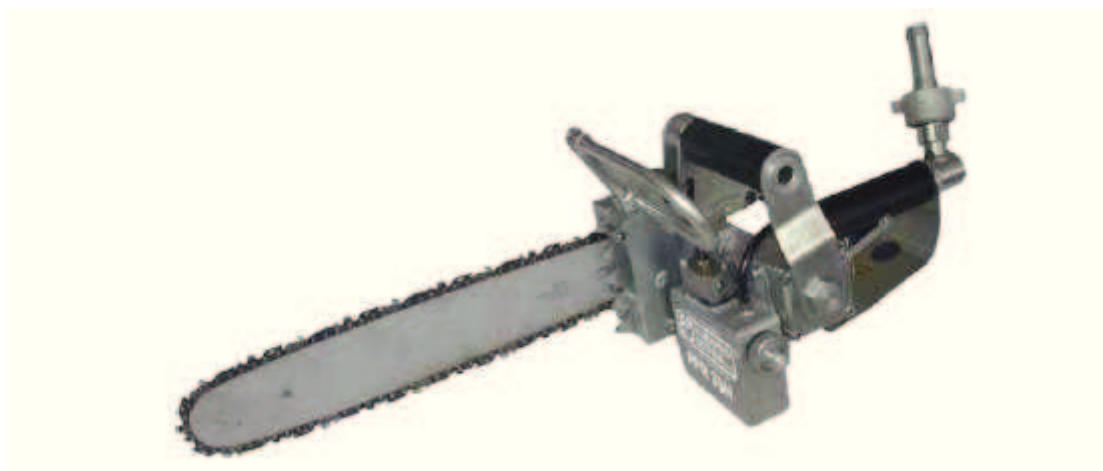
Zařízení konstruovaná s pneumatickým pohonem využívají jako pracovní médium stlačený vzduch. Princip pohonu spočívá v přeměně tlakové energie vzduchu na rotační pohyb prostřednictvím lamelových nebo zubových motorů. Pneumatické motory mají poměrně malou účinnost kolem 20-35 %, jsou náročné na čistotu tlakového vzduchu a jsou poměrně hlučné. Naopak jejich přednost spočívá v jednoduché konstrukci jak samotného motoru, tak ovládacích a řídicích mechanismů v pneumatickém obvodu. Mají také schopnost trvalého snášení přetížení až do úplného zastavení.

Vzduch na výstupu z motoru nevyžaduje odpadní potrubí. Odpadní vzduch se tedy volně vypouští do ovzduší. To především při použití v hlubinných dolech značně zpříjemňuje pracovní prostředí obsluhy, které ředí a osvěžuje okolní atmosféru.

Pneumatické motory jsou schopny dosahovat poměrně vysokých provozních otáček až do 50 tis [min^{-1}], ale jejich výkon je malý a spotřeba vzduchu vysoká.

- **Pneumatická pila řetězová**

Řetězová pila s pneumatickým pohonem zkonstruována v celoocelovém provedení, umožňuje použití v prostředí s nebezpečím výbuchu. Je určena převážně k řezání dřeva v místech s přístupem tlakového vzduchu, který jako pracovní médium je nutné filtrovat a mazat. Maximální řezané průměry se odvíjí od délky použité lišty, konkrétní řezatelný průřez je pak o cca 1 [cm] menší než délka řezací lišty.



Obr. 1.1 – Pneumatická pila řetězová PPR 35N [13]

- **Pneumatická pila přímočará**



Obr. 1.2 – Pneumatická pila přímočará SS 150-280BXX [13]

Pneumatická přímočará pila umožňuje řezání kovových i nekovových materiálů pomocí letmo uchyceného pilového listu. Přímočarý vratný pohyb je vyvozován pomocí vačkového mechanismu. V základním provedení (obr. 1.2) umožňuje řezání až do průměru 250 [mm]. Za použití speciálního držáku (obr. 1.3) je možné pilu použít pro řezání průměrů až 500 [mm].




Obr. 1.3 – Pneumatická přímočará pila s nastavbovým držákem PPP 500 [13]

- **Ruční pneumatická pásová pila**


Pásové pily fungují na principu obíhání nekonečného pilového pásu opásaného na dvou kotoučích, z nichž jeden je hnací a druhý většinou plní funkci napínací. Jsou určeny pro řezání kovových materiálů v hůře přístupných místech, kde je dostupný rozvod tlakového vzduchu. Pilový pás je v řezací části usměrněn přes třístranné kladkové vedení, které zaručuje přesnost řezu.

Pily jsou vyrobeny v celokovovém provedení pro vyloučení vzniku "mechanické jiskry" a proto nacházejí uplatnění v hlubinných dolech, rafinériích, chemických továrnách, apod.

Tab. 1.1 – Technické parametry pásové pily RPP 100/1 od firmy KOEXPRO Ostrava, a.s. [13]

	Pohon		pneumatický
	Max. rozměry řezaného materiálu	mm	130x100
	Max. pevnost řezaného materiálu	MPa	1100
	Max. řezná rychlost	m·min ⁻¹	60
	Výkon motoru (při 0,6 MPa)	kW	0,45
	Tlak vzduchu	MPa	0,40 – 0,60
	Filtrace vzduchu	μm	55
	Spotřeba vzduchu při výkonu 0,45 kW	m ³ ·min ⁻¹	0,8
	Hmotnost bez upínacího přípravku	kg	13,4
	Rozměry (d x š x v)	mm	612x265x227

Tab. 1.2 – Technické parametry pásové pily PPT-2005/150 od firmy HYDROMECH S.A. [14]

	Pohon		pneumatický
	Max. rozměry řezaného materiálu	mm	135x205 / Ø154
	Max. řezná rychlost	m·min ⁻¹	60 - 80
	Výkon motoru (při 0,63 MPa)	kW	0,7
	Otáčky motoru	min ⁻¹	140
	Tlak vzduchu	MPa	0,63
	Filtrace vzduchu	μm	55
	Hmotnost bez upínacího přípravku	kg	10,5
	Rozměry (d x š x v)	mm	690x320x200

Pily charakterizované v tab. 1.1 a tab. 1.2 dvou různých výrobců mají velice podobné technické parametry, ovšem konstrukce rámu je značně odlišná. Hmotnostní rozdíl mezi těmito dvěma pilami je znatelný cca 3 [kg]. U lehčí pily bylo viditelně použito méně materiálu pro rám a konstrukce na první pohled nepůsobí moc věrohodně, především z hlediska tuhosti a odolnosti.

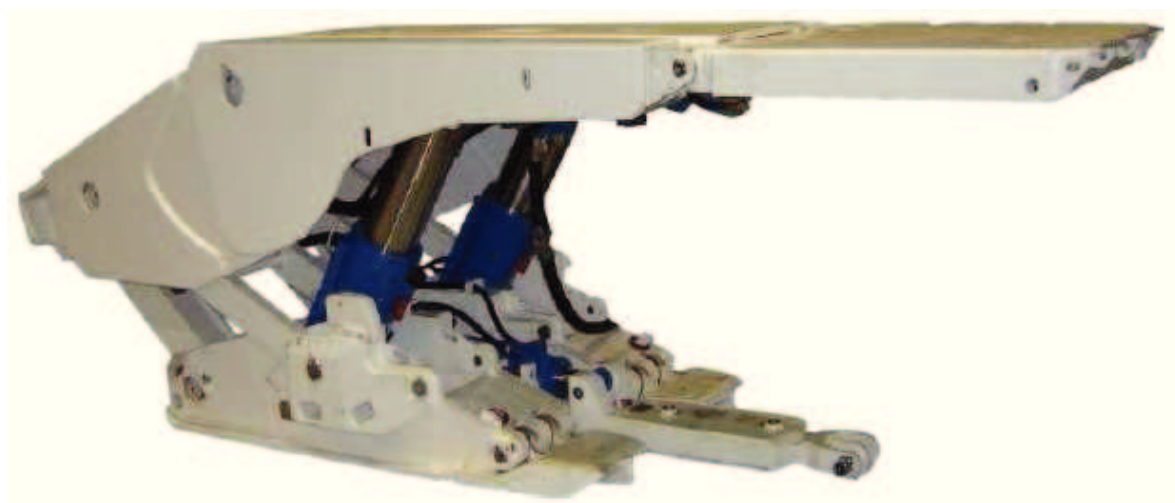
1.2 Hydraulicky poháněná zařízení pro dělení materiálu

Hydraulické pohony pracují na principu přeměny hydrostatické energie kapaliny na mechanickou práci. Umožňují také plynulou regulaci otáček a momentu a to prostřednictvím jednoduchých hydraulických prvků o nízké hmotnosti a malých rozměrech.

Hydraulické motory mají v porovnání s pneumatickými motory nižší provozní otáčky, ale znatelně vyšší výkon. Ten je dán vyšším točivým momentem, který dle typu hydromotoru může být až 120 000 [N·m]. Účinnost hydromotorů je poměrně vysoká a běžně se pohybuje nad hranicí 90 %.

V porubu hlubinného dolu se využívá mechanizovaných výztuží (obr. 1.4) pro zajištění vytěženého prostoru. Tyto mechanizované výztuže jsou napojeny na centrální hydraulický obvod, ve kterém se pohybuje tlak v rozmezí $26 \div 32$ [MPa]. Tento centrální obvod umožňuje napojení také i jiné malé mechanizaci, která ke své činnosti potřebuje hydraulický pohon.

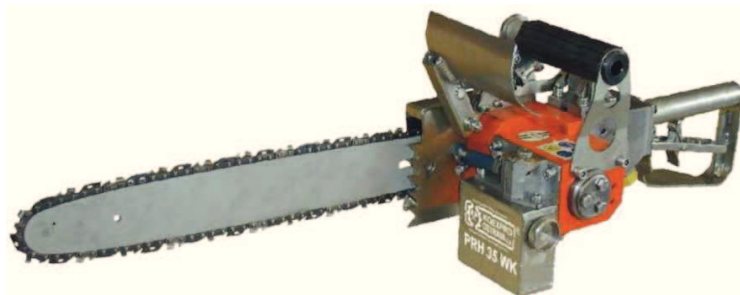
V centrálním hydraulickém obvodu hlubinného dolu se užívá kapalina tzv. vodní emulze. To je směs vody s $3 \div 7$ % emulzního oleje (vysokoprocentní emulze HFA). Důvodem užití právě této emulze je protipožární bezpečnost, nutná pro důlní, ale také například pro ocelářský průmysl. Cena emulze je také podstatně nižší než cena oleje, což vzhledem k únikům pracovní kapaliny v důlním provozu má nezanedbatelný vliv.



Obr. 1.4 – Mechanizovaná výztuž OSTROJ 07/16 [19]

- **Hydraulická pila řetězová**

Hydraulická řetězová pila stejně jako řetězová pila s pneumatickým pohonem je určena k řezání dřeva. Její konstrukce je částečně tvořena slitinou hliníku, opatřené ochrannou krycí vrstvou pro zamezení vzniku "mechanické" jiskry. I přes použití lehčí slitiny hliníku je hydraulická řetězová pila hmotnější, než pila pneumatická. Její výhodou je právě stabilnější chod otáček v zatíženém stavu.



Obr. 1.5 – Hydraulická řetězová pila PRH 35 WK (Antial) [13]

- **Hydraulická pila přímočará**

Je určena stejně jako již uvedená pneumatická pila k řezání kovových a nekovových materiálů. Při řezání se pila upíná do přípravku (obr. 1.7), který je pevně přichycen k řezané části.



Obr. 1.6 – Hydraulická pila přímočará PPH 350 [13]



Obr. 1.7 – Přímočará pila upnutá v přípravku [13]

- **Stříhačka vysokopevnostních řetězů**

Hydraulické stříhačky jsou určeny, k dělení vysokopevnostních řetězů běžně používaných v hlubinných dolech, jako tažné prvky hřeblových dopravníků. Střížná síla je až 1400 [kN], což vyžaduje použití vyšších provozních tlaků pracovní kapaliny, než je dostupné z centrálního obvodu v hlubinném dole. Z tohoto důvodu jsou stříhačky vybaveny vlastním multiplikátorem tlaku nebo v případě jeho absence, je třeba použít ruční čerpadlo schopné vyšší tlak dodat přímo.



Obr. 1.8 – Hydraulická stříhačka vysokopevnostních řetězů ALAN 30.11 [13]

- **Stříhačka důlních výztuží**

Slouží ke stříhání profilů vyřazené důlní výztuže, určené ke šrotování v důlních provozních podmínkách. Důlní výztuže se uplatňují při zakládání dlouhých důlních děl a při ražení tunelů a štol.

Konstrukce stříhačky sestává z rámu, hydraulického válce, držáku nožů a konzoly s opěrným šroubem. Hydraulický pohon může být zajištěn jak hydraulickým olejem, tak vodní olejovou emulzí.



Obr. 1.9 – Stříhačka výztuže SV 120 [13]


- **Ruční hydraulická pásová pila**

Hydraulicky poháněné pásové pily pracují na stejném principu, jako již zde uváděné pily s pneumatickým pohonem. Hydraulický pohon zajišťuje větší točivý moment na hnací kotouč pily. Je tedy vhodnější pro použití u větších pásových pil, určených k řezání větších průřezů. Výhodou je stabilnější chod otáček hydromotoru, a tím ve výsledku plynulejší řezná rychlost pilového pásu.

Tab. 1.3 – Technické parametry pásové pily RHP 100/2 od firmy KOEXPRO Ostrava, a.s. [13]

	Pohon		hydraulický
	Max. rozměry řezaného materiálu	mm	Ø160
	Max. pevnost řezaného materiálu	MPa	1100
	Max. řezná rychlost	m·min ⁻¹	40 - 80
	Výkon hydromotoru	kW	0,6 – 2,1
	Tlak pracovní kapaliny	MPa	7 - 32
	Filtrace	µm	25
	Průtočné množství pracovní kap.	dm ³ ·min ⁻¹	9 - 18
	Hmotnost bez upínacího přípravku	kg	16,5
	Rozměry (d x š x v)	mm	704x324x225

Tab. 1.4 – Technické parametry pásové pily HPT-95D/280 od firmy HYDROMECH S.A. [14]

	Pohon		hydraulický
	Max. rozměry řezaného materiálu	mm	135x205 / Ø154
	Max. řezná rychlost	m·min ⁻¹	60 - 80
	Otáčky hydromotoru	min ⁻¹	140
	Tlak pracovní kapaliny	MPa	16 - 25
	Filtrace vzduchu	µm	100
	Hmotnost bez upínacího přípravku	kg	14,9
	Rozměry (d x š x v)	mm	690x320x200

Pásová pila je primárně konstruovaná jako ruční nářadí. To znamená, že při řezu je vedena obsluhou, která ji drží oběma rukama. Přičemž jeden z úchytů slouží zároveň jako spouštěcí mechanismus pily. Pokud je rám pily vybaven upínacím bodem, k upevnění přípravku (obr. 1.10), je možné spojit pilu s řezaným materiálem obdobně jak u přímočaré pily (obr. 1.7).

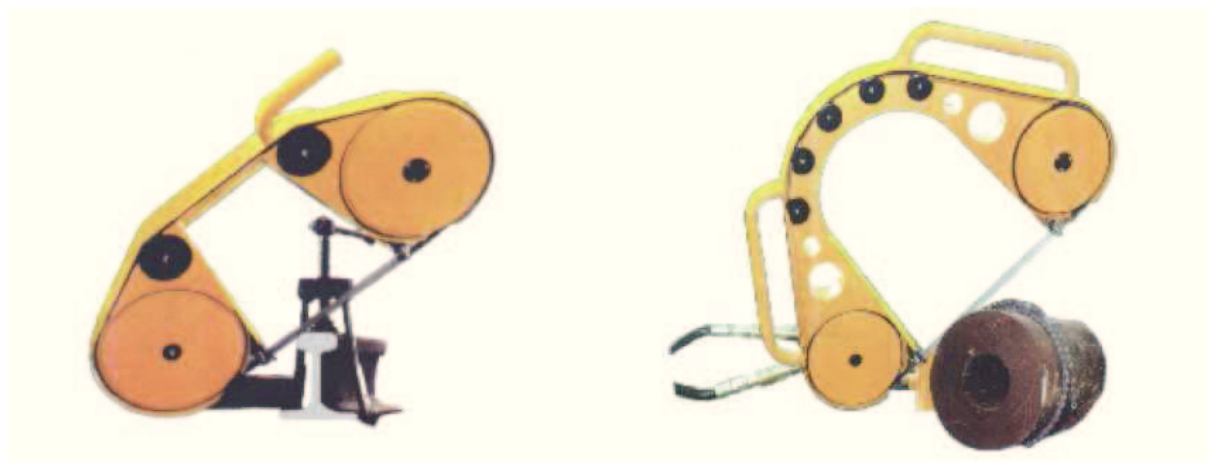


Obr. 1.10 – Upínací přípravek pásové pily [13]

V hlubinném dole tyto pily nacházejí využití pro dělení kovových materiálů, jako jsou kolejnice, potrubí, řetězy, potrubí, výztuže apod. A opět platí, že při konstrukci je třeba uvažovat použití materiálů, které nevylučují využití v prostředí s nebezpečím výbuchu.

Pily se skládají z hydromotoru, převodovky, nosného rámu, kotoučů, natáčecího mechanismu pásu, pilového pásu a ovládacích prvků. Její celková hmotnost je závislá na konkrétním typu, především podle velikosti řezaného průřezu. Běžně se hmotnost pohybuje kolem 16 [kg], což je na dlouhodobější manipulaci pro obsluhu náročné.

Z tohoto důvodu na konstrukci pásových pil plynou požadavky na nízkou hmotnost, při dostatečném řezném průřezu pily. Některé typy pásových pil využívají k vedení pásu více kotoučů nebo vodících kladek (obr. 1.11). Především za účelem zvětšení řezného průřezu, bez nutnosti zvětšovat hlavní hnací a vratný napínací kotouč.



Obr. 1.11 – Pásové pily s více kotoučovou konstrukcí [14]

2. Pilové pásy a jejich vlastnosti

Pilový pás je řezným elementem pásové pily. Je složen ze dvou materiálů. Část z rychlořezné oceli je určena pro řezání a část z nástrojové (pérové) oceli plní nosnou funkci pilového pásu. Ke spojení těchto dvou materiálů se využívá svařování laserem, kdy je pásek z rychlořezné oceli laserem přivařen na materiál nosné části pásu.

Materiál nosné části je legován 4 % chromu, který má velmi dobré mechanické vlastnosti během dynamického zatěžování pilového pásu, a významně zvyšuje tepelnou odolnost a snižuje mechanické opotřebení. Zuby s různým sklonem se poté frézují podle typu pásu a podle jeho určení pro různé druhy řezaného materiálu. [17]

Řezné materiály [16]:

- Nástrojová ocel – pro řezání o tvrdosti cca 850 HV s použitelností do cca 200 [°C]
- HSS – pro řezání o tvrdosti cca 1000 HV s použitelností do cca 600 [°C]
- Tvrdokov – pro řezání o tvrdosti cca 1600 HV s použitelností do cca 800 [°C]
- Diamant – pro řezání o tvrdosti až cca 9000 HV

Geometrie pilového pásu [17]:

- Druhy zubů



N-zub: pro materiály s krátkou třískou (trubky profily)



CS-zub: pro materiály s dlouhou třískou (plné materiály)



DCS-zub: pro těžkoobrobitelné materiály (plné materiály, svazky)



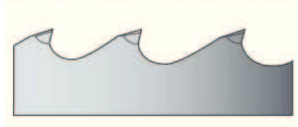
CSP-zub: pro austenitické materiály a niklové oceli



CST-zub: pro materiály s krátkou třískou (profily, trubky, svazky)



CW-zub: pro nízkolegované materiály a hliník (odlitky, tvarové řezání)



TR/TRN-zub: pro těžkoobrobitelné materiály (vysoký řezný výkon)

- **Rozvody zubů**

Rozvod zubů znamená střídavé boční vyklonění zubů pilového pásu. To určuje a vytváří šířku řezného kanálu. Různé materiálové třídy si mohou vyžadovat odlišné typy rozvodu zubů. Na obr. 2.1 jsou vyobrazeny tři základní možnosti řešení rozvodu zubů.

Standardní rozvod zubů (vlevo-vpravo-rovně) se využívá pro všechny typy ocelí a převážně pro řezání tlouštěk větších 5 [mm].

Variabilní rozvod zubů je řešen pouze s jedním zubem nastaveným rovně, přičemž zbytek zubů je nakloněn střídavě (vlevo-vpravo). Tímto nastavením lze dosáhnout snížených vibrací a hluku.

Vlnový rozvod zubů se používá především pro tenkostěnné materiály pod 5 [mm], jako jsou tabule plechu, tenkostěnné trubky a profily.



Obr. 2.1 – Typy rozvodu zubů [17]

- **Rozteče zubů**

Jsou v podstatě dvojího typu, konstantní a variabilní. Konstantní rozteč má po celé délce pásu stejnou rozteč zubů. Naopak variabilní rozteč má střídavý počet zubů na určitou jednotku délky. Příkladem variabilního ozubení může být ozubení s označením $\frac{3}{4}$, to znamená, že v celkové délce se střídají 3 a poté 4 zuby o konstantní rozteči.

Zabíhání nového pásu:

Při použití nového pilového pásu by před jeho plným zatížením mělo dojít k tzv. zaběhnutí. Ostrost pilového pásu je docílena malým zaoblením řezných hran, ty jsou podmínkou vysoké řezné schopnosti. Správné zaběhnutí pilového pásu je určující pro dosažení dlouhé životnosti pilového pásu.

V záběhu nového pilového pásu je třeba snížit posuv (přítlak) do řezu na zhruba jeho poloviční hodnotu proti běžně používanému posuvu. Tím eliminujeme tvorbu mikro střípků ostrých řezných hran, které pak zůstávají v řezném kanálu a mohou způsobovat rychlé abrazivní otupení pilového pásu. Za zaběhnutý pilový pás lze považovat takový, který při sníženém výkonu prořezal cca 300-1000 [cm²] plochy materiálu. Po záběhu je možné postupně zvyšovat výkon, až na hodnoty doporučené z tabulek výrobců.



Obr. 2.2 – Porovnání správně a nesprávně zaběhnutého pásu [16]

Třísky:

Prostřednictvím tvaru třísky jsme schopni definovat, zda jsou řezné podmínky správně nastaveny. Důležité je, aby každý zub pilového pásu postupoval kupředu se správnou hloubkou řezu. To určuje vhodně zvolené rozteč zubů, řezná rychlost pásu a posuv do řezu.



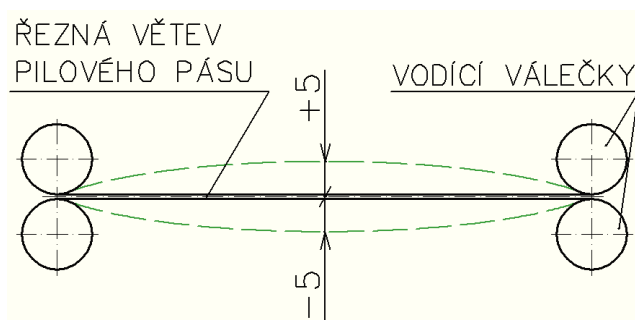
Obr. 2.3 – Charakteristické tvary třísek [17]

Na obr. 2.3 jsou vyobrazeny tři základní charakteristické tvary třísek. Tříška "A" je velmi jemná, tenká nebo až prášková tříska drobného charakteru. Při tvorbě takové třísky je vhodné zrychlit posuv nebo případně snížit rychlost pilového pásu. Tříška "B" je tlustá, těžká a do modra zbarvená, to charakterizuje přetížení pilového pásu. V takovém případě je nutné zpomalit posuv nebo zvýšit řeznou rychlost pilového pásu. Tříška "C" je stočená spirálová tříska charakterizující správně zvolené řezné podmínky.

Napnutí pilového pásu:

Na dlouhé životnosti pilového pásu se značně podepisuje jeho napnutí. Ideálně napnutý pás nejenom ovlivňuje životnost, ale také má značný vliv na přesnost při řezání. Správně napnutým pilovým pásem zabráníme jeho prasknutí vlivem přetažení, případně podřezávání, což je důsledek málo napnutého pilového pásu.

Pilové pásy se předepínají na napětí zhruba $25 \text{ [N/mm}^2\text{]}$. Hrubou kontrolu napnutí lze provést dle obr. 2.4, kde je pás ideálně napnutý, pokud jeho průhyb mezi vodícími (natačecími) válečky je $\pm 5 \text{ [mm]}$.

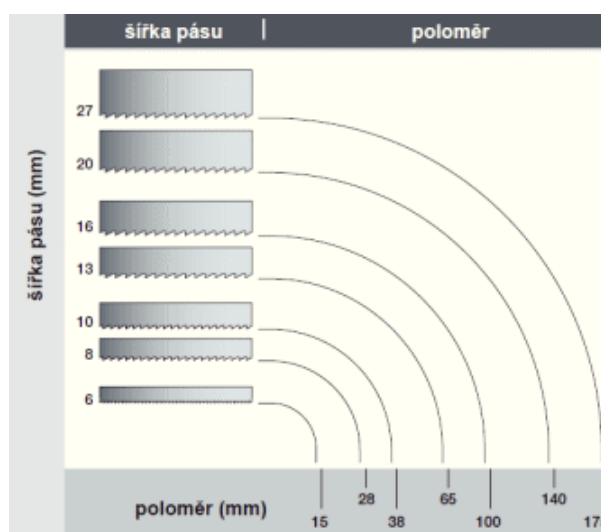


Obr. 2.4 – Ideální vůle u napnutého pilového pásu

Rozměry pilového pásu:

Délka pilového pásu je dána použitou pásovou pilou. Výrobci pásů jsou schopni dodat požadované délky většinou s 5 [mm] odstupňováním. Ke spojování pilových pásů se využívá svařování o vysoké jakosti provedení. Na svarové spojení dávají běžně výrobci garanci proti přerušení pásu právě v provedeném svaru.

Šířka pilového pásu je u horizontálních pásových pil dána především velikostí řezaných průřezů a použitými zuby. U vertikálních pil určených pro tvarové řezání je určité omezení, podle řezaného poloměru viz obr. 2.5.



Obr. 2.5 – Šířky pásů pro tvarové řezání [17]

3. Ideově technický návrh možných řešení konstrukce rámu

Konstrukce rámu pásové pily ovlivňuje výslednou koncepci celé pily. Požadavky kladené na rám jsou zaměřeny především na dostatečnou tuhost, při co nejnížší hmotnosti. Nicméně je třeba brát ohled, na primární využití a tomu přizpůsobit samotnou konstrukci rámu. Bylo by totiž obtížné hledat, nějaké universální řešení vhodné, pro širší rozsah použití a zároveň zachovat hlavní kladené požadavky na rám (tuhost, hmotnost).

3.1 Možná konstrukční řešení umístění kotoučů a pomocných kladek

Základní a také nejpoužívanější konstrukce pásových pil je se dvěma kotouči. Tato konstrukce, je běžně užívaná pro stacionární dílenské pily (obr. 3.1). Ty nemají omezené podmínky, pro velikost a hmotnost rámu, potažmo celé pily. Rámy těchto pil jsou zhotovovány většinou z šedé litiny a mívají velmi robustní konstrukci, která je zároveň i velmi tuhá. U těchto pil, určených pro řezání větších průřezů, kde celkové rozměry kotoučů a i celého rámu značně narůstají, není odůvodnění volit jinou koncepci než dvou-kotoučovou. Je totiž nejjednodušší, nejspolehlivější a také nejméně zatěžuje pilový pás v ohybu a má přitom dostatečně opásanou plochu na hnacím kotouči, k přenesení výkonu na pilový pás.



Obr. 3.1 – Pásová pila PILOUS ARG 400 PLUS S.A.F. [15]

U ručních pásových pil je situace jiná. Je velmi nutné znát primární použití pily, respektive velikost řezaných průřezů. A dle těchto parametrů volit nejvhodnější konstrukci, která bude nejlépe splňovat následující požadavky:

- dostatečné opášení pásu na hnacím kotouči (přenos výkonu)
- vysoká životnost pásu (eliminovat ohyb pásu, na malém poloměru)

- tuhost rámu proti kroucení
- jednoduchá konstrukce
- nízká hmotnost
- spolehlivost

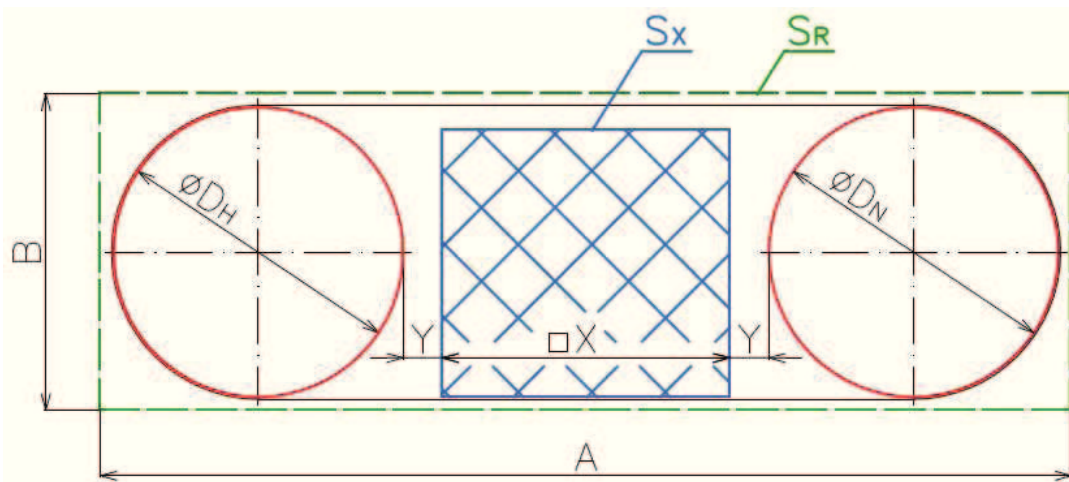
Počet, velikost a rozmístění kotoučů. To jsou parametry nejvíce ovlivňující výše uvedené požadavky a celkovou koncepci rámu pily. V následujícím přehledu jsou uvedeny možné konstrukční uspořádání kotoučů, včetně jejich charakteristik.

3.1.1 Dvou-kotoučová pásová pila

Popis:

Pásové pily dvou-kotoučové jsou nepoužívanější a mají nejjednodušší konstrukci. Dva kotouče stejného průměru jsou uloženy v jedné horizontální ose. Jeden z kotoučů plní funkci hnací a druhý z kotoučů zastává kromě vedení pásu také jeho napínání.

Toto konstrukční řešení má poměr plochy vnějších rozměrů S_R pily, k ploše pracovní řezné oblasti S_X cca 4:1. Svými vnějšími rozměry, se tedy jedná o nejrozměrnější řešení jednoduché pásové pily.



Obr. 3.2 – Schéma dvou-kotoučové pásové pily

Použití:

Pro řezání kovových i nekovových materiálů, jako i dřeva. Většina stacionárních dílenských pásových pil. Pily bez natáčení pilového pásu, určené pro řezání desek z trámů v podélném směru. Stejně jako vertikální pásové pily, taktéž bez natáčení pilového pásu.

U ručních pil pro menší řezné průřezy se jedná prakticky o jediné možné řešení. Pro větší řezané průřezy vhodné především, až po odlehčení prvků konstrukce.

Výhody:

Velmi jednoduchá konstrukce, s minimem součástí (spolehlivost). Zaručuje velký úhel opásání, na současně dostatečně velkém průměru kotouče (dobrý přenos sil mezi hnacím kotoučem a pilovým pásem). Velký průměr kotouče zároveň nezpůsobuje nadměrné zatížení pásu v ohybu.

Nevýhody:

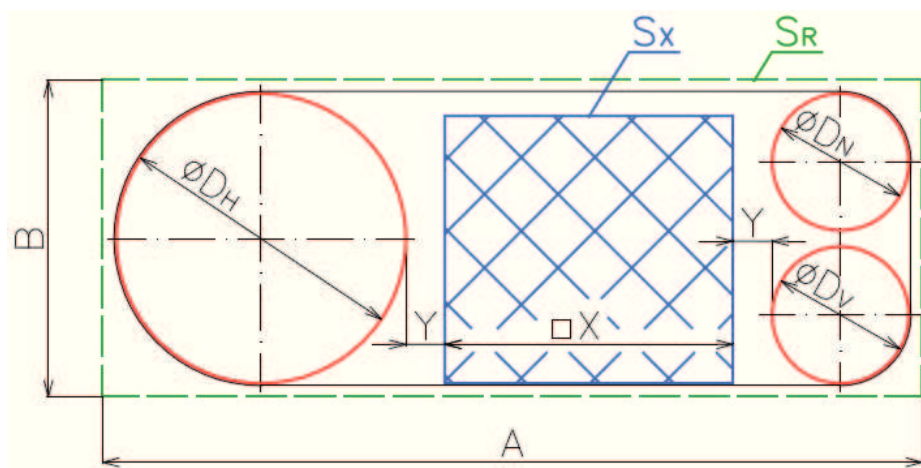
Rozměrnější konstrukce cca 4x větší, než max. řezný průřez pily. U ručních pil, pro řezání větších průřezů je konstrukce poměrně robustní. Díky nutnosti použití velkých průměrů kotoučů, musí být rám pily značně rozměrný. To se projeví také na celkové nepříznivé hmotnosti pily.

3.1.2 Tří-kotoučová pásová pila (1+2)

Popis:

Pásová pila s velkým hnacím kotoučem, který zabezpečuje dostatečné opásání s pilovým pásem a tím spolehlivě přenáší hnací sílu na pás. Vratné kotouče stejného průměru jsou uloženy v jedné vertikální ose nad sebou. Jeden z kotoučů je řešen jako napínací, mezitím co druhý kotouč zabezpečuje pouze vedení pásu k hnacímu kotouči.

Tato pila má poměr plochy vnějších rozměrů pily S_R , k ploše pracovní řezné oblasti S_X cca 3,4:1. Nahrazení jednoho velkého vratného kotouče, dvěma menšími kotouči zmenšilo také celkovou velikost rámu pily a jeho velikost je cca 85 % velikosti běžné dvou-kotoučové pily.



Obr. 3.3 – Schéma tří-kotoučové pily s nepoháněnými válci v jedné vertikální ose

Použití:

Pásová pila s třemi kotouči může najít uplatnění u ručních pil, k řezání především větších průřezů. Důvodem by byla snaha, o úsporu hmotnosti a zmenšení rozměrů pily. Je ovšem nutné zvážit celkovou úsporu hmotnosti, s nutností použití třech kotoučů, včetně jejich uložení. Z tohoto důvodu, je potřebné konfrontovat úsporu hmotnosti na rámu s navýšením hmotnosti na větším počtu uložení kotoučů.

Výhody:

Jednoduchá konstrukce, díky které dosáhneme snížených rozměrů rámu cca o 15 % v porovnání s běžnou dvou-kotoučovou pilou. Úhel opásání hnacího kotouče a jeho průměr zůstávají nezměněny.

Nevýhody:

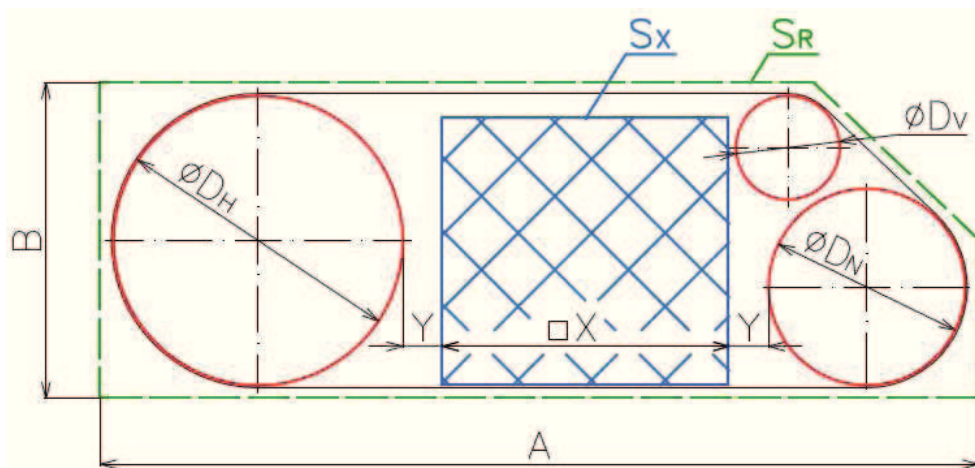
Tato konstrukce není příliš vhodná pro menší pily, kde by vratné kotouče vycházeli o příliš malém průměru. To by mělo za následek větší zatěžování pilového pásu v ohybu a tím snižovalo jeho životnost.

3.1.3 Tří-kotoučová pásová pila (1+1+1)**Popis:**

Obdoba výše popsané tří-kotoučové pily 1+2. Odlišnost v konstrukci je, ve větším průměru napínacího kotouče (\varnothing_{DN}) a současně menším vodícím kotouči (\varnothing_{DV}). Důvodem této odlišnosti je snaha minimalizovat namáhání pilového pásu. Pilový pás na vodícím kotouči nevelkého průměru má malý úhel opásání a proto nedochází, k přílišnému zatěžování pásu v ohybu. Naopak větší napínací kotouč přenese větší úhel opásání, což je opět šetrnější pro pás, než na malém kotouči.

Pás za výstupem z napínacího kotouče je veden do natáčecích kladek, kde dochází k jeho dalšímu zatěžování. V případě malého průměru napínacího kotouče by docházelo, ke zvýšené koncentraci zatěžování v jedné oblasti. Silně ohýbaný pás na malém napínacím kotouči by se následně zkrucoval do natáčecích kladek. Pro zabezpečení větší životnosti pilového pásu je tedy nutné minimalizovat tyto zatížení.

Umístění vodícího kotouče je strategické i z pohledu zpevnění rámu a tím získání požadované tuhosti. Jeho umístění lze také využít pro zkrácení rámu, tím že boční vůle Y určená pro natáčecí kladky se nevztahuje pro horní vodící kotouč.



Obr. 3.4 – Schéma tří-kotoučové pily s nepoháněnými kotouči v různých osách

Použití:

Pro ruční pásové pily i menších velikostí, u kterých je požadavek na menší rozměry a nižší hmotnost.

Výhody:

Menší velikost rámu dosažená strategickým rozmístěním kotoučů pro menší zatěžování pilového pásu. Velký hnací kotouč zabezpečující dostatečné opásání a přenos výkonu.

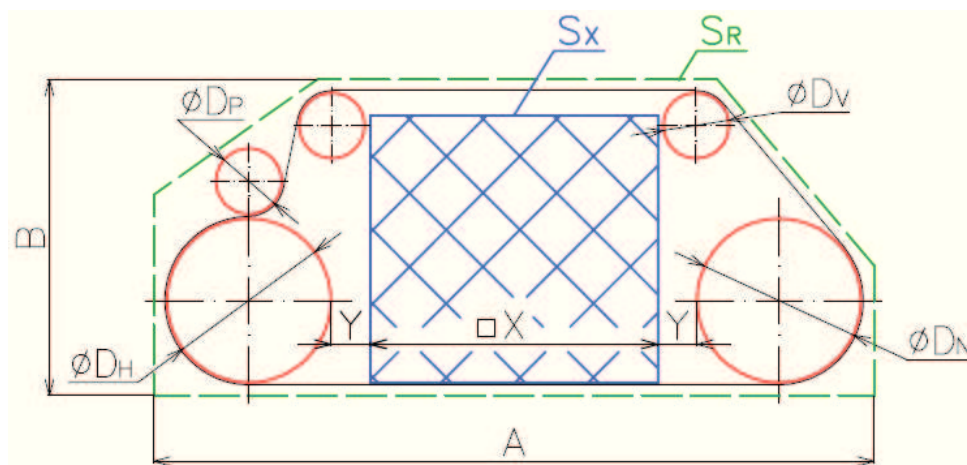
Nevýhody:

Složitější konstrukce, náročnější na výrobu. Větší pravděpodobnost poruchy pro více prvků v celku pily (kotouče a jejich uložení).

3.1.4 Čtyř-kotoučová pásová pila s přitlačnou kladkou (2+2+1)

Popis:

Pila je primárně čtyř-kotoučová, složená z hnacího kotouče (ØD_H), napínacího kotouče (ØD_N) a dvou vodících kotoučů (ØD_V), na kterých obíhá pilový pás. Pro lepší přenos výkonu je možnost použití přitlačné kladky (ØD_P), která má za úkol zvětšit úhel opásání na hnaném kotouči. Tato poměrně komplikovaná konstrukce má hlavní přínos, především pro větší řezné průřezy. Má dobrý poměr plochy vnějších rozměrů pily S_R , k ploše pracovní řezné oblasti S_X cca 2,7:1. A na rozdíl od klasické dvou-kotoučové pily je tato konstrukce, při zachování řezného průřezu až o 35 % menší.



Obr. 3.5 – Schéma čtyř-kotoučové pily s přitlačnou kladkou na hnacím kotouči

Použití:

Pila díky své konstrukci je reálně použitelná pouze pro větší řezné průřezy. A je nutné brát ohled, na větší zatěžování pilového pásu obíhajícího, na malých průměrech kotoučů. Při vhodně zvolených průměrech kotoučů a jejich umístění, je díky této konstrukci možné dosáhnout značných rozměrových a také hmotnostních úspor.

Výhody:

Velmi malá konstrukce pily v poměru k velikosti řeznému průřezu.

Nevýhody:

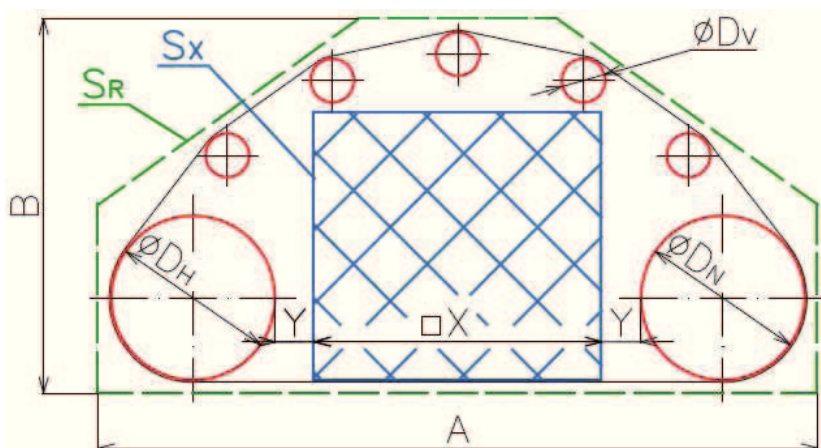
Přenos výkonu musí zabezpečit malý hnací kotouč (ØD_H), který v případě absence přitlačné kladky (ØD_P) má také menší úhel opásání. Naopak v případě použití přitlačné kladky je znatelně větší zatížení pilového pásu, což může rapidně snižovat jeho životnost. Pila je konstrukčně složitější, jak pro volbu vhodných rozměrů kotoučů, tak pro následnou výrobu.

3.1.5 Vícekotoučová pásová pila (2+x)

Popis:

Dva kotouče většího průměru, z nichž jeden je hnací (ØD_H) a druhý napínací (ØD_N). Oba tyto kotouče vedou pás do řezné části. Další vedení zajišťují vodící válečky (ØD_V) o velmi malém průměru. I přes jejich malý průměr nedochází k přílišnému zatěžování pilového pásu. Je to dáno rovnoměrným rozmístěním těchto válečků tak, že na každé je opásání pilovým pásem pouze v malém úhlu.

Tato varianta má poměr plochy vnějších rozměrů pily S_R , k ploše pracovní řezné oblasti S_X cca 2,9:1. Rozměrově je pila vyšší (B), díky rozmístění vodících válečků v oblouku pro rovnoměrné zatěžování pásu. Celkově lze dosáhnout rozměrové úspory kolem 30 % v porovnání s dvou-kotoučovou pilou.



Obr. 3.6 – Schéma vícekotoučové pily s pěti vodícími válečky

Použití:

Pro velké a nesymetrické řezné průřezy, kde je nutné zmenšit rozměry a snížit hmotnost celé pily.

Výhody:

Velmi malý a symetrický rám, který díky rozmístění kotoučů nepřetěžuje pilový pás.

Nevýhody:

Složitá konstrukce rámu, kde je nutné vhodně zvolit rozmístění vodících válečků. Napínací a hnací kotouče jsou umístěny ve spodní části rámu. Proto je třeba řešit vyztužení s horním přemostěním, aby byla zajištěna požadovaná tuhost. Může zde vzniknout problém s přenosem výkonu z kotouče na pás, díky nedostatečnému opásání pilového pásu na malém hnacím kotouči.

3.1.6 Rozměrová analýza jednotlivých řešení

V předešlých kapitolách 3.1.1 až 3.1.5 byly popsány základní typy možného rozmístění kotoučů u pásových pil. Součástí každé kapitoly je jednoduché schéma s vyobrazením základních rozměrových parametrů. Pro srovnání jednotlivých řešení se vychází z použití stejné velikosti řezné plochy S_X , která je pro zjednodušení určena jako druhá mocnina rozměru X . Velikost této řezné plochy odpovídá zhruba ploše, která je schopna dělit průřez $\varnothing D_R = 200$ [mm]. Cílem je podat reálnou představu, o aplikaci možných variant v hledané velikosti pily.

Dvou-kotoučová pila je základní a nejrozšířenější typ konstrukčního řešení. Důvodem hledání alternativních variant, které by nahradily tuto klasickou konstrukci, je úspora hmotnosti a zmenšení rozměrů. Pro demonstraci rozměrové odlišnosti jednotlivých variant vycházíme, z předpokladu přidělení ploše vnějších rozměrů dvou-kotoučové pily koeficient $I_{SR} = 100$ %. To je výchozí hodnota, ke které budeme porovnávat zmenšení dalších variant.

Označení charakteristických parametrů:

A [mm] délka rámu pily

B [mm] výška rámu pily

S_R [mm²] plocha vnějších rozměrů pily (zeleně ohraničená oblast)

S_X [mm²] plocha pracovní řezné oblasti (modře ohraničená a šrafovaná oblast)

Y [mm] boční vůle

I_{SR} [%] koeficient procentuálního vyjádření velikosti plochy S_R , k výchozí dvou-kotoučové pile

D_{max} [mm] maximální průměr kotouče

D_{min} [mm] minimální průměr kotouče

α_H [°] úhel opásání na hnacím kotouči

Tab. 3.1 – Charakteristické rozměry pásových pil podle rozmístění kotoučů

Kotouče (ozn.)	$A \times B$ [mm]	S_R [mm ²]	S_X [mm ²]	Y [mm]	$S_R : S_X$	I_{SR} [%]	D_{max} [mm]	D_{min} [mm]	α_H [°]
2	890x290	258100	64500	35	4 : 1	100	265	265	180
1+2	750x290	217500	64500	35	3,4 : 1	84	265	125	180
1+1+1	805x290	222725	64500	35	3,5 : 1	86	265	95	180
2+2+1	660x290	171455	64500	35	2,7 : 1	66	150	60	180 *(130)
2+x	660x345	186900	64500	35	2,9 : 1	72	150	40	130

* hodnota bez použití přitlačné kladky na hnacím kotouči

3.2 Vlivy na velikost kotouče, respektive celého rámu pily

Uvažujeme klasickou dvou-kotoučovou pásovou pilu, kde jeden kotouč je hnací a druhý kotouč vratný, ten zároveň plní i funkci kotouče napínacího. Potom potřebný průměr kotoučů je závislý především na dvou nezávislých parametrech. Na výšce řezaného průřezu H (respektive na průměru řezaného průřezu $\varnothing D_R$) a na úhlu natočení pilového pásu do řezu β respektive na úhlu, který svírá rovina kolmá řezaného průřezu k čelní rovině samotné pily.

Funkce pásových pil je založena na obíhání pilového pásu na dvou (popř. více) kotoučích. Toto konstrukční řešení samo o sobě nedokáže řezat požadované průřezy na nekonečných a libovolných délkách. Brání tomu vratná větev pilového pásu společně s nosnou konstrukcí samotné pily. Z tohoto důvodu je třeba určité natočení řezné větve pilového pásu.

Výjimku tvoří pouze některé pásové pily, používané převážně v dřevozpracujícím průmyslu, které jsou určeny pro řezání desek a fošen z kmenů stromů. U těchto pil je řezaná délka (výška desky) poměrně malá a tedy nedochází ke kolizi s vratnou větví pilového pásu a proto zde není potřeba řešit natáčení pilového pásu.

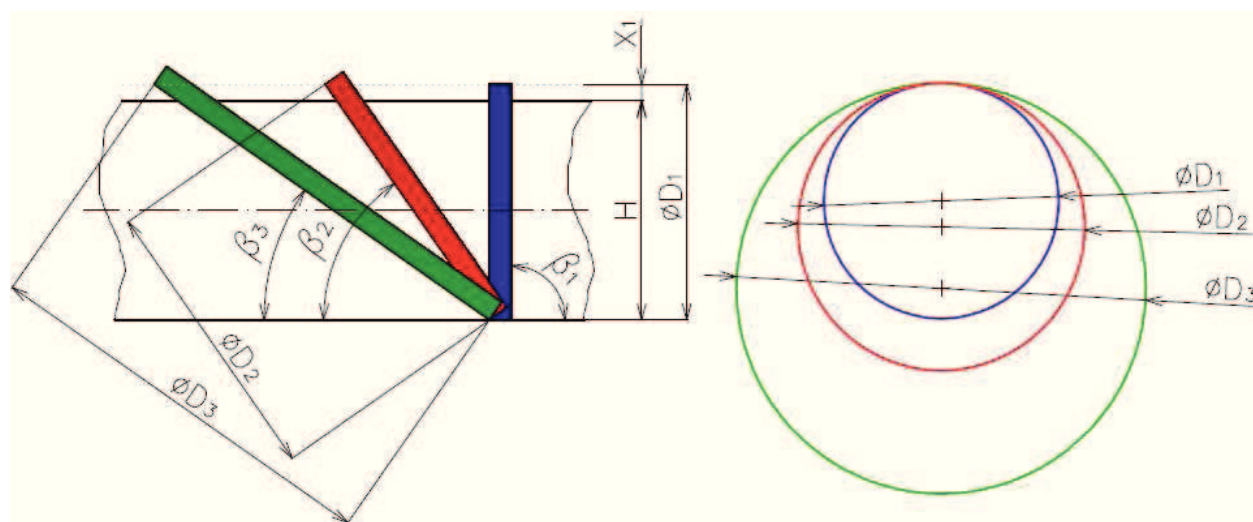
K samotnému natáčení pilového pásu do roviny řezu se využívá vodících kladek, umístěných na vstupu k hnanému kotouči, tak na výstupu z vratného (napínacího) kotouče. Tímto natáčením ovšem dochází k většímu namáhání pilového pásu a tím nepříznivě ovlivňuje jeho životnost. Volba vhodného úhlu natočení β je závislá na více parametrech na sobě nezávislých.

Nutno brát ohled na skutečnost, že v případě malého natočení pilového pásu β sice dochází k nižšímu zatěžování pilového pásu a tím dosažení vyšší životnosti, nicméně malé natočení je třeba realizovat na větším kotouči a to z hlediska snahy o snížení hmotnosti je nepříznivé. Nejen, že je třeba použít větší a hmotnější kotouč, ale také se tato skutečnost projeví na velikosti rámu. Větší kotouč znamená také větší rozteč mezi kotouči a v takovém případě je třeba pro zachování tuhosti rámu vytvořit další zpevnění, což nám dále nepřímo navyšuje hmotnost celé pily.

Naopak velké natočení pilového pásu a to až o celých 90° nám sice dovolí použití nejmenšího možného průměru kotouče. Zde už ovšem dochází ke značnému namáhání pilového pásu, což by částečně šlo eliminovat větší vzdáleností ramene K (viz obr. 3.8), tedy

vzdálenosti natáčecích kladek od osy kotouče. Tato varianta by ovšem byla celkově rozměrově a konstrukčně nevyvážená, navíc s ohledem na menší životnost pilového pásu.

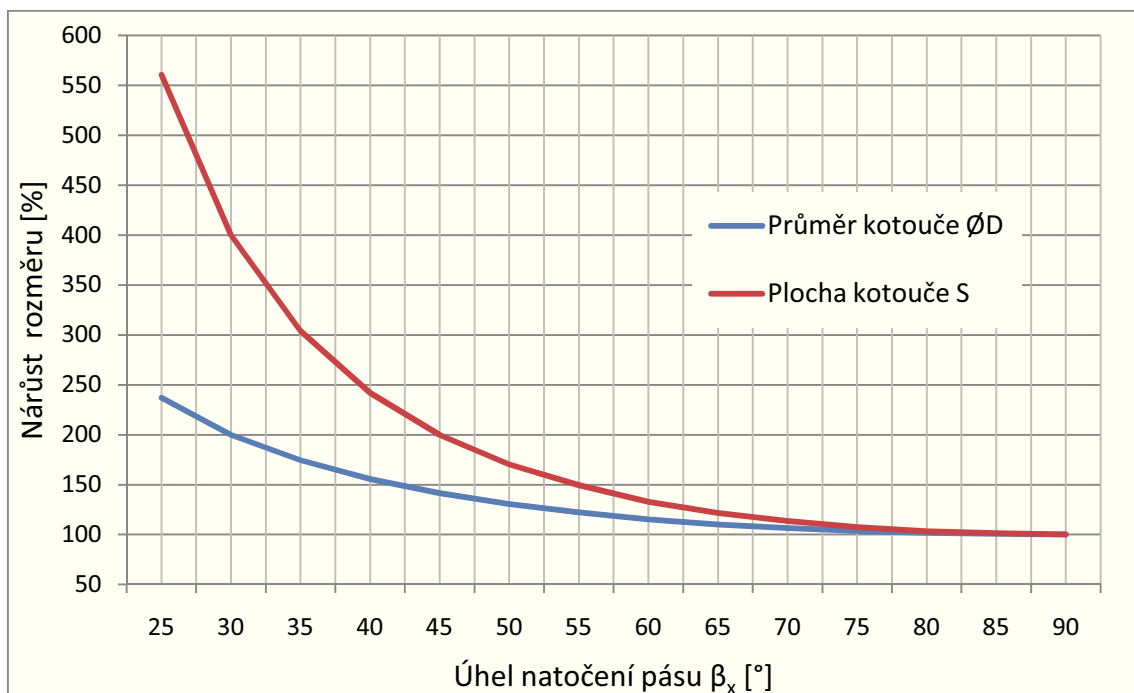
V ideálním případě je natočení pilového pásu $\beta = 55^\circ$. Tento úhel je běžně užíván u většiny pásových pil a to vzhledem k dobrému poměru velikosti kotouče a přiměřeného zatížení pro pilový pás. Na obr. 3.7 je graficky znázorněn vliv natočení pásu na konečný průměr kotouče. Pro variantu 2 z tab. 3.2 je možné vyčíst hrubé hodnoty velikostí průměru kotouče a jeho výsledné plochy, tyto se stále pohybují v rozumných mezích a 50 % nárůst plochy kotouče vzhledem ke krajní hodnotě natočení pásu o 90° je v poměru k natočení a zatížení pásu dobrý.



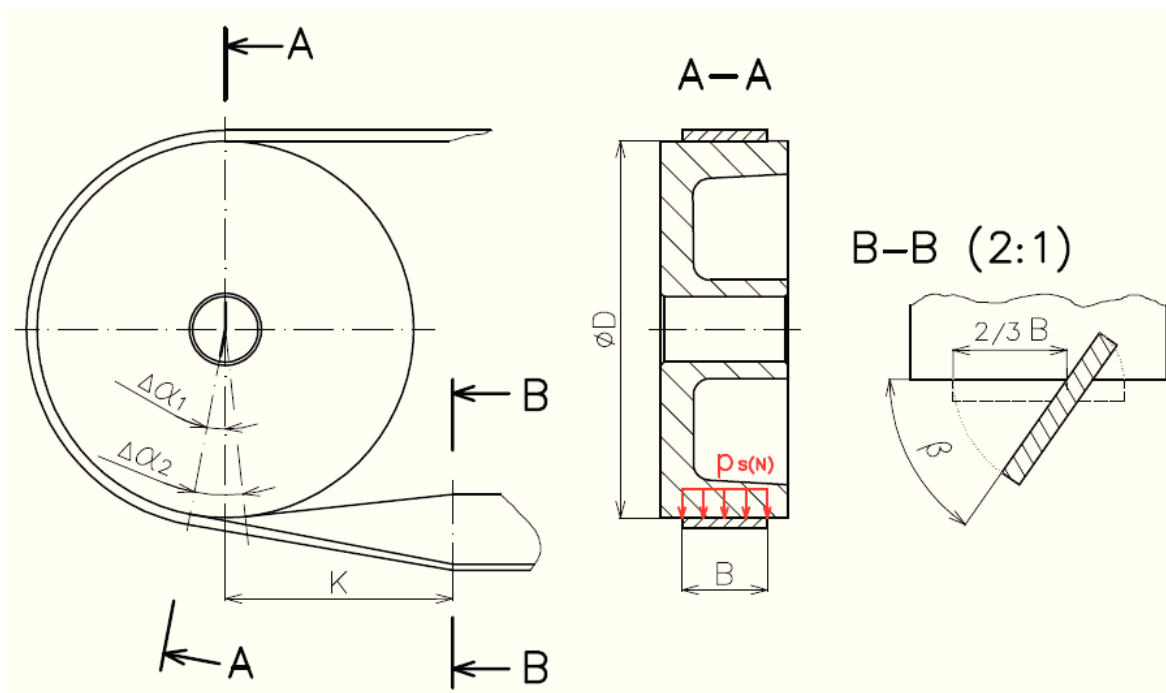
Obr. 3.7 – Vliv natočení pilového pásu do řezu na průměr kotouče

Tab. 3.2 – Rozměry kotoučů podle natočení pilového pásu

Varianta	Úhel natočení pilového pásu $\beta_x [^\circ]$	Výška řezaného materiálu H [mm]	Přídavek horní vratné větve X ₁ [mm]	Průměr kotouče ØD _x [mm]	Plocha kotouče S _k [mm ²]	Plocha kotouče [%]
1	90°	200	15	215	36 305	100
2	55°	200	15	263	54 325	150
3	35°	200	15	375	110 447	305



Graf 1 – Vliv úhlu natočení pilového pásu na procentuální nárůst velikosti plochy a průměru kotouče



Obr. 3.8 – Schéma natáčení pilového pásu

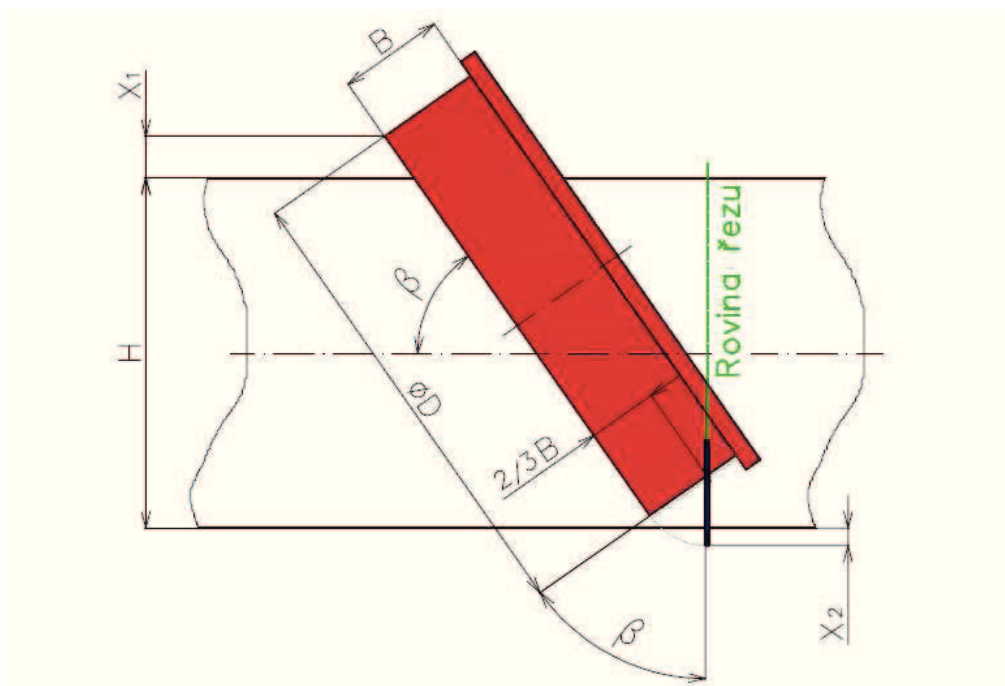
Na obr. 3.8 je schéma kotouče opásaného pilovým pásem společně s jeho deformací od natáčecích kladek (řez B-B). Pilový pás je na kotoučích napnut silou F_{NP} , ta zabezpečí přenos síly z kotouče na pás třením, a také zabezpečí spolehlivé napnutí pásu v řezné části. Napnutí pásu v řezné části je důležité pro přesný a rovný řez.

Napínací síla v pilovém pásu vytváří na opásané části mezi kotoučem a pásem stykový tlak $p_{s(N)}$. Natáčecí kladky jsou odsazeny od svislé osy kotouče o hodnotu K . Velikost tohoto odsazení je rovněž důležitým faktorem ovlivňujícím namáhání a tím životnost pilového pásu. Čím menší je odsazení, tím větší je zatěžování pilového pásu a životnost se snižuje. Natáčecí kladky jsou schopné vést pilový pás pod úhlem β od původního směru vedení na kotouči. K dosažení tohoto natočení je třeba deformovat pilový pás krutem. Jelikož rovnoměrnému natočení brání povrch kotouče, kde působí stykový tlak $p_{s(N)}$, tak dochází k asymetrickému natočení pilového pásu, kde se dá zhruba uvažovat střed rotace ve $2/3$ šířky pilového pásu B .

Průměr kotoučů je tedy závislý na:

- úhlu natočení pilového pásu do řezu β
- šířce pilového pásu B
- velikosti řezaného průřezu H

Odvození vztahu pro výpočet velikosti kotouče:



Obr. 3.9 – Schéma pro výpočet průměru kotouče

H výška řezaného prvku

X_1 přesah pro horní vratnou větev pilového pásu

X_2 spodní bezpečnostní přesah u řezné větve pilového pásu

D průměr kotouče

B šířka pilového pásu

β úhel natočení pilového pásu do řezu

Horní přesah zajišťuje prostor pro nosnou konstrukci rámu a vratnou větev pilového pásu. Spodní přesah má především bezpečnostní funkci pro bezproblémové přerezáni max. rozměru.

Z výše uvedeného obr. 3.9 je potom možné odvodit rovnici:

$$D \cdot \sin\beta = H + X_1 - \left[\frac{2}{3}B - \frac{2}{3}B \cdot \cos\beta - X_2 \right] \quad (3.1)$$

kde po úpravě dostaneme vztah pro průměr kotouče:

$$D = \frac{H + X_1 + X_2 - \frac{2}{3}B \cdot (1 - \cos\beta)}{\sin\beta} \quad [mm] \quad (3.2)$$

3.3 Rozteč kotoučů podle průřezu řezaného materiálu (kruh, čtverec) a vliv uložení čepu otočného ramene pily

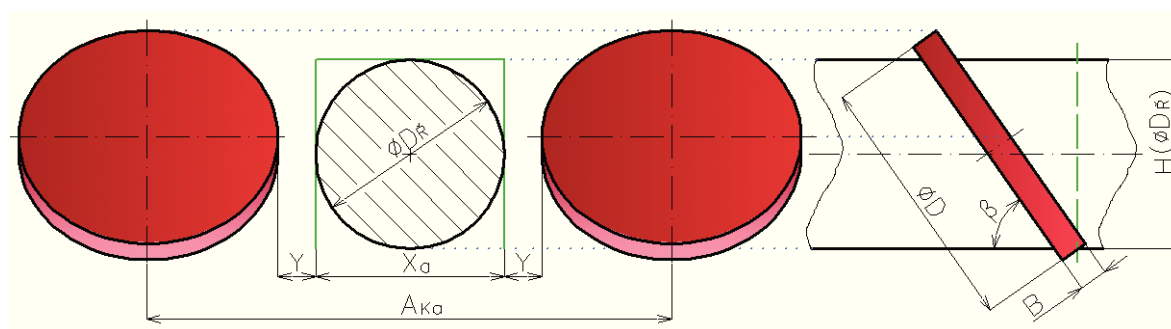
Pro konstrukci rámu pily je nutné znát i průřezy řezaných materiálů, tak aby pila splňovala požadavky pro bezproblémové použití. Vliv řezaného průřezu má vliv na šířku pracovního prostoru pily a tím ovlivňuje současně i rozteč kotoučů pily. Tato skutečnost má vliv na rozměry pily, na její hmotnost a také na tuhost rámu. Jinak řečeno pro zachování dostatečné tuhosti u pily s větší roztečí kotoučů je třeba řešit opatření v podobě přidavných výztuží, nebo zesílení materiálu stávajících výztuží, což opět směřuje k navýšení hmotnosti.

a) Dvou-kotoučová pila pro řezání kruhového i čtvercového průřezu, bez možnosti upnutí do kyvného ramene

Jedná se o základní řešení, kterým lze řezat pouze "z ruky". Pila nemá čep pro ukotvení k upínacímu přípravku a do řezu se posouvá svisle shora. Díky tomu je šířka pracovního prostoru X_a rovna hodnotě řezaného průměru D_R respektive délce strany pro čtvercový průřez. Potřebná vůle pro zajištění bezproblémového řezání je zahrnuta v hodnotě boční vůle Y .

U tohoto řešení jsme schopni dosáhnout nejmenší rozteče kotoučů A_{Ka} díky minimálnímu rozměru šířky pracovního prostoru X_a . V tomto případě nehraje roli, zda je průřez kruhový nebo čtvercový (popř. obdélníkový). Ovšem pokud je pila určena pouze pro řezání kruhového průřezu, lze této skutečnosti využít, ke zpevnění konstrukce rámu. Tím je

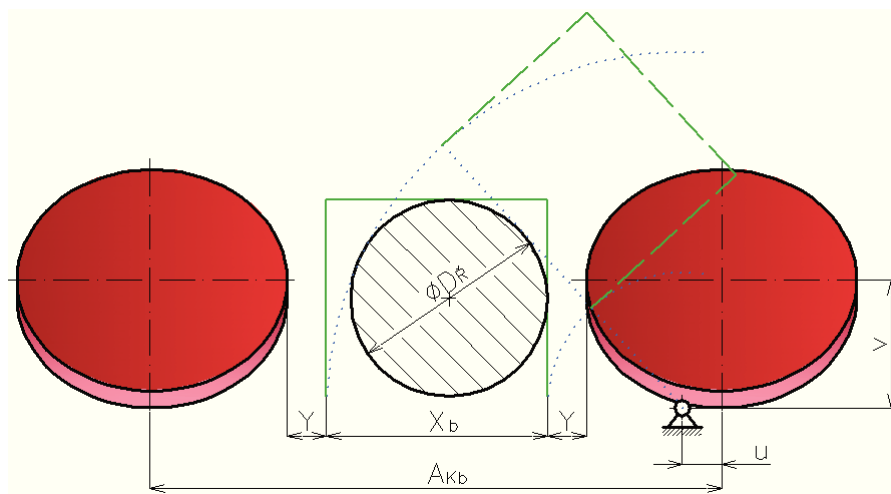
myšlena možnost využití oblasti, kterou kruhový průřez na rozdíl od čtvercového nepotřebuje. Vhodné zpevnění a zlepšení tuhosti rámu lze řešit nejlépe šikmými výztuhami.



Obr. 2.10 – Schéma dvou-kotoučové pily pro řezání "z ruky"

b) Dvou-kotoučová pila s upínacím čepem pro řezání kruhového průřezu

Pila je vybavená čepem pro upnutí k upínacímu přípravku (obr. 1.10). Lze tedy prostřednictvím tohoto mechanismu řezat obdobným způsobem, jako je tomu u dílenských stacionárních pil. Pohyb do řezu se uskutečňuje rotací kolem čepu, kde pila se chová jako kyvné rameno. Z tohoto důvodu je nutné konstruovat šířku pracovního prostoru X_b větší, než je velikost samotného řezného průřezu. Velikost pracovního prostoru je potom závislá na umístění středu rotace (kóta "u" a "v"), na výchozím úhlu naklonění pily a samozřejmě na průměru řezaného průřezu.

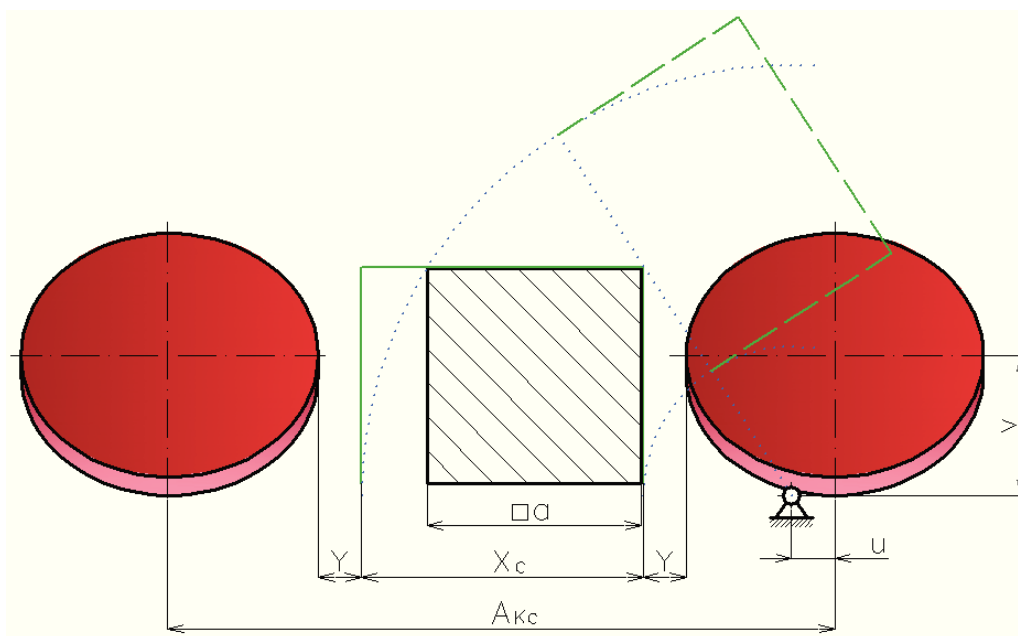


Obr. 2.11 – Dvou-kotoučová pila s upínacím čepem pro řezání kruhového průřezu

c) Dvou-kotoučová pila s upínacím čepem pro řezání kruhového i čtvercového průřezu

Jedná se o stejné principiální řešení jako u předchozí pily pro řezání kruhového průřezu z upínacího čepu. Odlišností je pouze skutečnost, že čtvercový (popř. obdélníkový)

průřez vyžaduje větší šířku ramene X_c . Důvodem je velikost poloměru na nejvzdálenějším bodu řezaného průřezu (viz obr. 2.12). Toto řešení je nejuniversálnější, ale také díky největší osově vzdálenosti nejrozměrnější a tedy i nejtěžší. Universálnost je dána skutečností, že pila je schopná použití pro řezání "z ruky", ale také přes upínací přípravek je schopná řezat, jak čtvercové tak kruhové průřezy.



Obr. 2.12 – Dvou-kotoučová pila s upínacím čepem pro řezání i čtvercových průřezů

Závěrem lze tedy říci, že je nutné věnovat zvláštní pozornost šířce pracovního řezného prostoru, především pokud je požadavek na upnutí do přípravku. V tab. 2.3 jsou uvedeny případy, v nichž se uvažovaly stejné výchozí rozměrové hodnoty a i přesto jejich osová vzdálenost je různá.

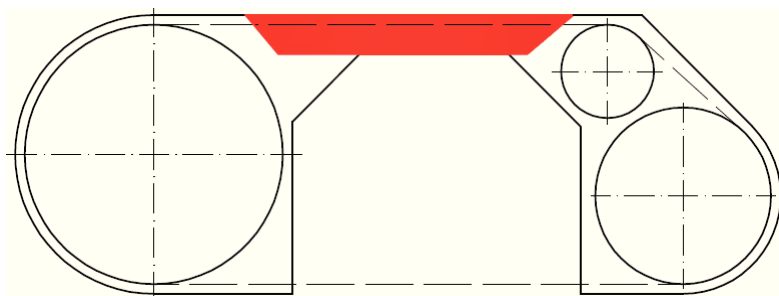
Tab. 2.3 – Rozdíly rozteče kotoučů

Varianta	Průměr kotouče ØD [mm]	Boční vůle Y [mm]	Char. rozměr řezaného průřezu ØD _R / a [mm]	Min. šířka pracovního prostoru* X _x [mm]	Rozteč kotoučů A _{Kx} [mm]	Nárůst rozteče [%]
a)	265	40	200	200	545	0
b)	265	40	200	225	570	5
c)	265	40	200	260	605	11

*bez boční vůle Y

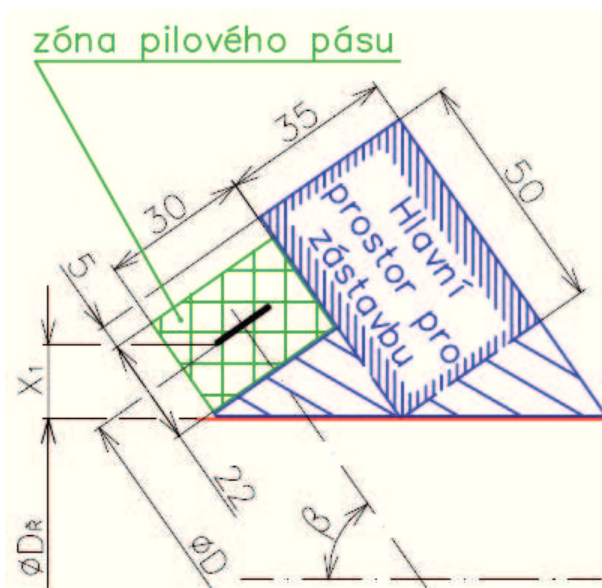
3.4 Návrhy průřezů v přemostění rámu pily (přesah horní vratné větve X_1)

Přemostěním je myšlena část rámu, která spojuje hnací část rámu s částí rámu vratné větve pilového pásu (obr. 3.13). Je to kritický bod konstrukce, který nejvíce ovlivní konečnou tuhost celé pily. Přemostění je zatěžováno jak na ohyb, tak na krut přičemž tuhost v obou směrech by měla být dostatečně velká.



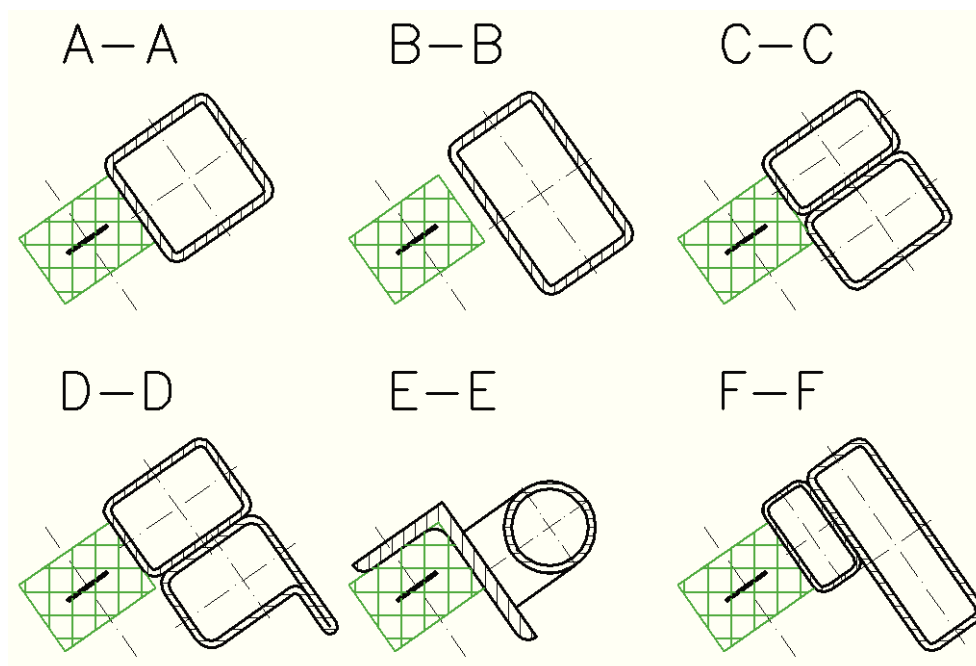
Obr. 3.13 – Přemostění rámu pásové pily

Pro určení vhodného průřezu přemostění je třeba znát prostor, do kterého může být tento průřez zastavěn. Na obr. 3.14 je vyobrazen základní průřez přemostěním, s hlavním prostorem pro zástavbu a nutnou nezastavěnou zónou pro pilový pás. Průřez je vyobrazen v pracovní poloze pily, tedy v natočení o úhel $\beta = 55^\circ$ a s voleným horním přesahem pilového pásu $X_1 = 15$ [mm]. Zeleně vyobrazená zóna pilového pásu je oblast, ve které se bude pohybovat pilový pás. Ten kolem sebe potřebuje určitou rozměrovou rezervu pro případný průvřes pásu nebo pro jeho "roztřepání" při rozběhu pily. Samotný prostor pro zástavbu je vyobrazen modře, jeho hlavní část je obdélníkového průřezu o přibližných rozměrech 50x35 [mm].



Obr. 3.14 – Rozměrová situace průřezu přemostění

Volený průřez je třeba volit z polotovarů běžně dostupných a snadno zpracovatelných pro danou potřebu. Ideální volbu tvoří zejména uzavřené ocelové profily, ať už čtvercového, tak obdélníkového průřezu. Na obr. 3.15 jsou zobrazeny některá možná řešení průřezu přemostění. Ty sestávají, z maximálně 2 polotovarů tvořících nosný základ rámu pásové pily. V tab. 3.4 jsou uvedeny konkrétní rozměry polotovarů použitých v uvažovaných průřezích.



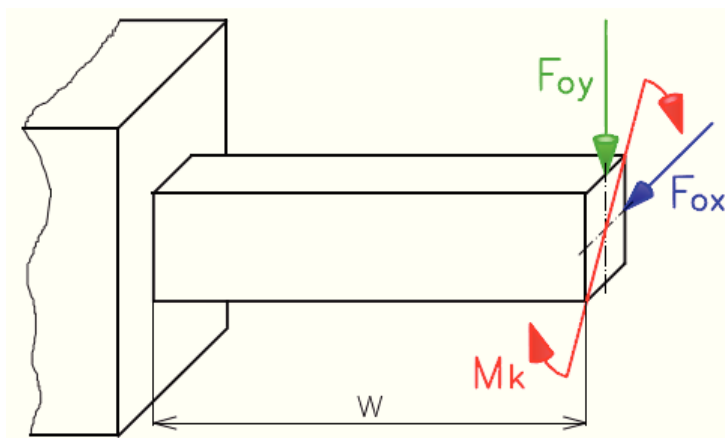
Obr. 3.15 – Možná řešení průřezu nosné části přemostění pásové pily

Tab. 3.4 – Použité polotovary u volených průřezů

Průřez	Polotovary 1	Polotovary 2
A-A	čtvercový profil 35x35x3	-
B-B	obdélníkový profil 50x30x2,5	-
C-C	obdélníkový profil 35x20x2	obdélníkový profil 35x25x2
D-D	obdélníkový profil 35x25x2	uzavřený L-profil 40x34x25x2
E-E	nerovnoramenný L-profil 45x30x4	trubka svařovaná Ø25x2
F-F	obdélníkový profil 60x20x2	obdélníkový profil 30x15x1,5

Uvedené možnosti průřezů z obr. 3.15 byly testovány na základě porovnávacího testovacího modelu. Ten spočívá ve vetknutém uložení nosníku délky $w = 250$ [mm], zatíženého na jeho druhém konci silami $F_{ox} = F_{oy} = 1000$ [N] a krouticím momentem $M_k = 200$ [N·m]. Tyto nosníky byly testovány na jednotlivá zatížení nejprve samostatně a následně společně kombinací zatížení. Testování probíhalo simulací MKP v programu Autodesk Inventor Professional 2010 a sledovanými parametry byly napětí podle Misese a celkové posunutí. Pro všechny testované průřezy byla použita stejná metodika zatěžování a zaznamenání výsledných hodnot. Zvolené zatěžující síly byly voleny čistě náhodně a výsledky uvedené v tab. 3.5 slouží pouze pro porovnání testovaných průřezů, nikoliv pro

konkrétní vyhodnocení únosnosti průřezu. Také konečná volba průřezu je víceméně závislá na celkové koncepci a stavbě rámu.



Obr. 3.16 – Schéma zatěžování nosníku

Tab. 3.5 – Výsledky zatěžování průřezů přemostění

Průřez	Plocha průřezu S_{Px} [mm ²]	Ohyb od $F_{oy} = 1000$ [N]		Ohyb od $F_{ox} = 1000$ [N]		Zkroucení od $M_k = 200$ [Nm]		Kombinace $F_{O1} + F_{O2} + M_k$	
		Celkové posunutí	Napětí (Mises)	Celkové posunutí	Napětí (Mises)	Celkové posunutí	Napětí (Mises)	Celkové posunutí	Napětí (Mises)
A-A	368,55	0,4502	81,82	0,4502	81,82	0,1456	98,04	0,7786	173,5
B-B	364,9	0,2439	62,14	0,5377	88,57	0,1535	100,9	0,742	164,2
C-C	407,40	0,342	77,42	0,4414	81,1	0,1761	106,1	0,7313	168,8
D-D	485,34	0,2024	71,14	0,3737	76,44	0,242	114,9	0,7374	144,4
E-E	427,60	0,5735	148,8	0,6176	152,5	1,05	233,6	1,902	356,4
F-F	414,33	0,2212	67,44	0,6239	116,9	0,297	114,9	1,048	197,4

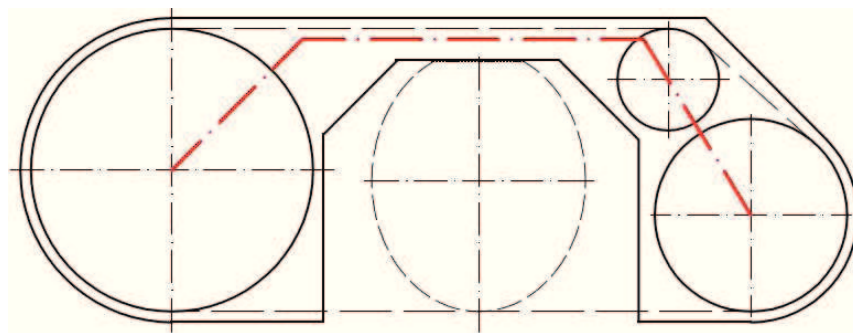
Tuhost určuje vztah mezi deformací tělesa a jeho zatížením. V testovaných průřezích byly použity konstantní zatížení a sledováno bylo celkové posunutí (deformace). Z výsledných hodnot (tab. 3.5) nejlépe vychází průřezy B-B a D-D. Ovšem průřez D-D má značně rozměrnější plochu průřezu a je složen ze dvou polotovarů (komplikovanější konstrukce). Naopak průřez B-B má ze všech testovaných nejmenší plochu průřezu, je složen pouze z jednoho polotovaru a i přesto svými výsledky vychází jako jeden z nejlepších.

4. Konstrukční řešení nejlepší varianty

V předešlé kapitole byly představeny návrhy možných řešení. Pro konstrukci nového rámu, je třeba uvážit všechny možné výhody a nevýhody volené konstrukční varianty, pro dosažení nejlepšího řešení nové pily.

4.1 Volba konstrukční varianty rámu

Z uvedených možností (viz kapitola 3.1) konstrukce pily pro řezání do průměru 200 [mm], jsou vhodné především první tři varianty (viz tab. 3.1). Při zohlednění těchto uvedených možností rozmístění kotoučů, byla zvolena jako nejvýhodnější varianta "1+1+1". Tedy tří-kotoučová pásová pila s nepoháněnými kotouči ve třech osách. Toto uspořádání je určitým kompromisem mezi úsporou hmotnosti a zatěžováním pilového pásu.



Obr. 4.1 – Tří-kotoučová pila s vyobrazením osy nosné části

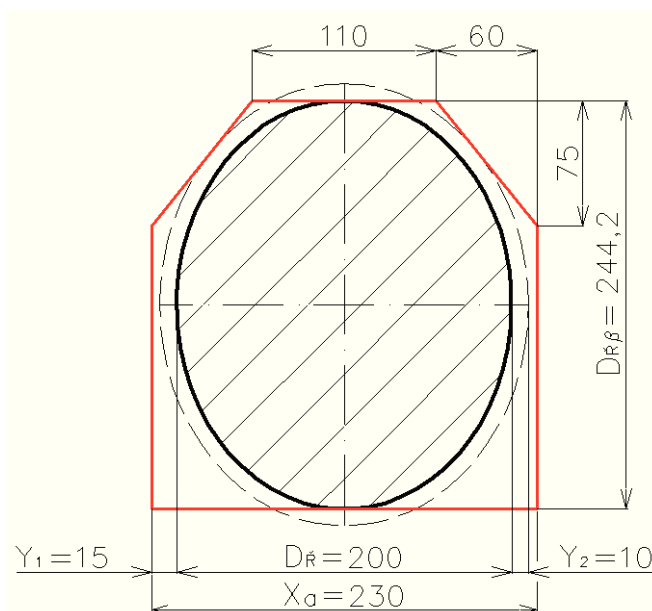
Středů užitých kotoučů volené pily jsou strategicky umístěné i z pohledu konstrukce nosné části rámu. Pro vytvoření tuhé nosné konstrukce, je třeba zajistit vhodné spojení uložení použitých kotoučů. Na obr. 4.1 je zobrazené schéma osy nosné konstrukce u volené pily (1+1+1). Jak je vidět, tak umístění vodícího kotouče (vpravo nahoře) je již v ose nosné konstrukce napínacího kotouče (vpravo dole). Díky této skutečnosti, lze využít jednoduché nosné konstrukce, pro uložení obou kotoučů (vpravo). Tím získáváme další váhovou úsporu v konstrukci rámu.

VOLEN RÁM "1+1+1" – Tří-kotoučová pila s nepoháněnými kotouči v různých osách

Rám bude dále koncipován pro použití bez upínacího přípravku. Využije se tedy řešení z kapitoly 3.3 a), tedy řešení s nejmenší osovou vzdáleností kotoučů. Jelikož v zadání pro konstrukci pily je požadavek, na řezání kruhového průřezu, potom bude plocha pracovní řezné oblasti podle obr. 4.2. Jelikož je pila vůči řeznému průřezu nakloněna o úhel β , tak řezaný polotovaz v rovině pily tvoří elipsu. Pro bezproblémové prořezání maximálních řezných průměrů je na bocích uvažována vůle $Y_1 = 15$ [mm], stejně jako na zešíkmení vůle $Y_2 = 10$ [mm].

Výpočet výšky pracovní řezné oblasti:

$$D_{\beta} = \frac{D_{\text{ř}}}{\sin \beta} = \frac{200}{\sin 55^\circ} = 244,2 \text{ [mm]}$$



Obr. 4.2 – Plocha pracovní řezné oblasti v rámu pily

4.2 Výpočet a volba velikosti kotoučů

Zvolená varianta rámu je složena ze třech kotoučů, přičemž každý z kotoučů má jiný průměr. Největší a zároveň hnací kotouč je nutné vypočítat podle vztahu (3.2) viz kapitola 3.2. Rozměry zbylých dvou menších kotoučů je třeba vhodně zvolit s ohledem na přiměřené zatěžování pilového pásu, ale také na nárůst celkové velikosti rámu.

• Hnací kotouč

Pro výpočet hnacího kotouče využijeme již zmíněného vztahu (3.2).

Tab. 4.1 – Zadané a volené parametry pro výpočet hnacího kotouče

Výška řezaného prvku (průměr)	$H = 200$ [mm]
Přesah horní vratné větve pilového pásu	$X_1 = 15$ [mm]
Spodní přesah řezné větve pilového pásu	$X_2 = 5$ [mm]
Šířka pilového pásu	$B = 13$ [mm]
Úhel natočení pilového pásu do řezu	$\beta = 55^\circ$

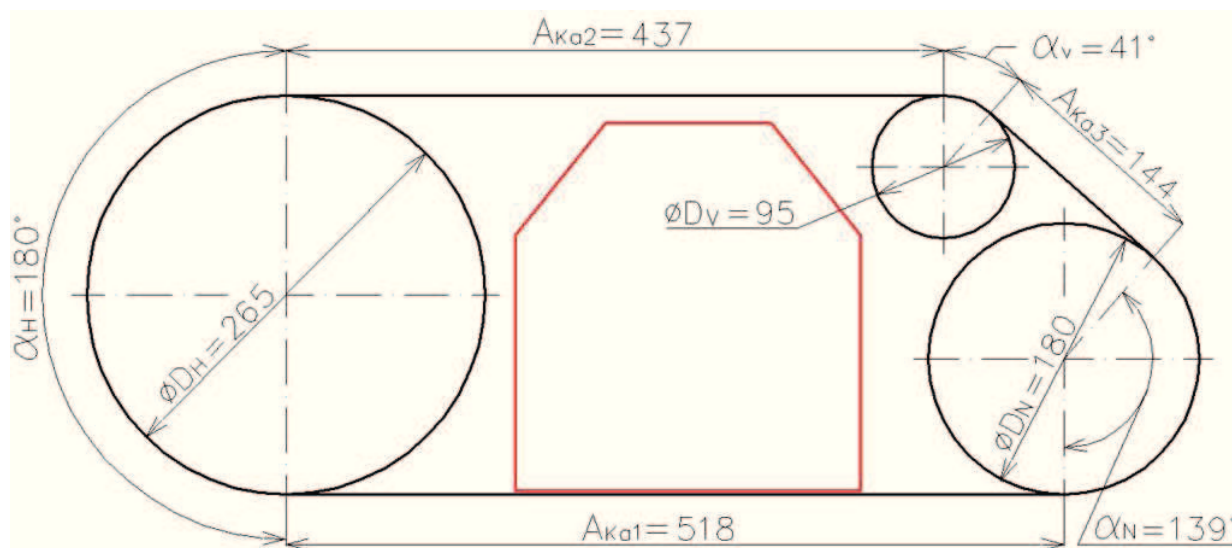
Průměr hnacího kotouče:

$$D_H = \frac{H + X_1 + X_2 - \frac{2}{3} \cdot B \cdot (1 - \cos \beta)}{\sin \beta} = \frac{200 + 15 + 5 - \frac{2}{3} \cdot 13 \cdot (1 - \cos 55^\circ)}{\sin 55^\circ} = 264,06 \text{ [mm]}$$

VOLEN PRŮMĚR HNACÍHO KOTOUČE $\varnothing D_H = 265 \text{ [mm]}$

- Napínací a vodící kotouč**

Průměr napínacího kotouče vzhledem, k většímu úhlu opásání byl volen o větším průměru než vodící kotouč. Napínací kotouč o zvoleném průměru $D_N = 180 \text{ [mm]}$, tak tvoří dostatečný poloměr zaoblení pro pilový pás a nebude tak ovlivňovat životnost pilového pásu. Volba průměru a polohy vodícího kotouče potom dostává omezené možnosti, jelikož prostor vymezený pro vodící kotouč je, z jedné strany omezen napínacím kotoučem a z druhé strany plochou pracovní řezné části. I vodící kotouč, byť má menší úhel opásání, tak vyžaduje zvolit průměr kotouče s ohledem na namáhání pilového pásu. U vodícího kotouče, tak byl volen průměr $D_V = 95 \text{ [mm]}$, jenž plně využívá prostoru vymezeného pro vodící kotouč. Volba menšího průměru vodícího kotouče by sice zmenšila i úhel opásání pilového pásu, nicméně by již existovalo větší riziko snižování životnosti pilového pásu a tím degradace spolehlivosti celé navržené pily.



Obr. 4.3 – Schéma hlavní geometrie pásové pily

VOLEN PRŮMĚR NAPÍNACÍHO KOTOUČE $\varnothing D_N = 180 \text{ [mm]}$

VOLEN PRŮMĚR VODÍCÍHO KOTOUČE $\varnothing D_V = 95 \text{ [mm]}$

4.3 Volba pilového pásu

Pro konstrukci pily je důležité znát především rozměry pilového pásu, než konkrétní geometrii zubů. Šířka pilového pásu je důležitá pro konstrukci kotoučů a její hodnota se přiměřeně volí. Naopak délka pásu je důležitá pro určení délky chodu napínáku pilového pásu. Délka pilového pásu lze určit, při znalosti velikostí kotoučů a osově vzdálenosti kotoučů. Pro výpočet délky pilového pásu využijeme schématu z obr. 4.3, kde je možné vyčíst jak průměry kotoučů, osově vzdálenosti, tak úhly opásání.

Výpočet délky pásu:

$$L_P = A_{Ka1} + A_{Ka2} + A_{Ka3} + \left(\pi \cdot D_H \cdot \frac{\alpha_H}{360} \right) + \left(\pi \cdot D_N \cdot \frac{\alpha_N}{360} \right) + \left(\pi \cdot D_V \cdot \frac{\alpha_V}{360} \right)$$

$$L_P = 518 + 437 + 144 + \left(\pi \cdot 265 \cdot \frac{180}{360} \right) + \left(\pi \cdot 180 \cdot \frac{139}{360} \right) + \left(\pi \cdot 95 \cdot \frac{41}{360} \right) \\ = 1767,6 \text{ [mm]}$$

VOLEN PILOVÝ PÁS 1770x13x0,65

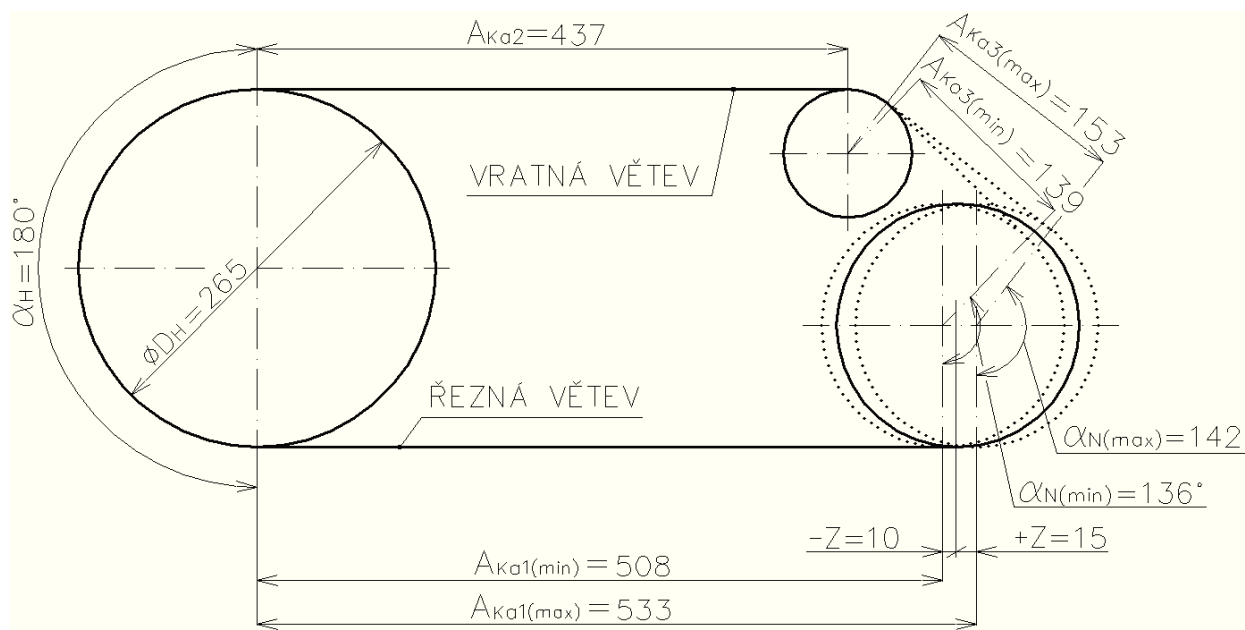
V okamžiku, kdy je známa délka pilového pásu, tak je vhodné určit rozsah posuvu napínacího kotouče. Aby bylo možné zvolený pás nasadit na kotouče, tak je třeba napínací kotouč povolit, jinak řečeno snížit osově vzdálenosti mezi kotouči. Pro tenhle úkon byl zvolen posun napínacího kotouče $-Z = 10 \text{ [mm]}$. Napínacím kotoučem v této poloze dosáhneme sníženého obvodu $L_{P(min)}$ o 17 [mm] kratším, oproti délce použitému pásu. Tento rozdíl by měl být dostatečný pro bezproblémové nasazení pásu. Na druhou stranu pro jeho dostatečné napnutí byl zvolen posun napínacího kotouče $+Z = 15 \text{ [mm]}$. Napínací kotouč je tedy schopen posuvu v celkovém rozsahu $Z_C = 25 \text{ [mm]}$.

Minimální délka obvodu trajektorie pilového pásu:

$$L_{P(min)} = A_{Ka1(min)} + A_{Ka2} + A_{Ka3(min)} + \left(\pi \cdot D_H \cdot \frac{\alpha_H}{360} \right) + \left(\pi \cdot D_N \cdot \frac{\alpha_{N(min)}}{360} \right) \\ + \left(\pi \cdot D_V \cdot \frac{\alpha_{V(max)}}{360} \right) \\ = 508 + 437 + 139 + \left(\pi \cdot 265 \cdot \frac{180}{360} \right) + \left(\pi \cdot 180 \cdot \frac{136}{360} \right) + \left(\pi \cdot 95 \cdot \frac{44}{360} \right) \\ = 1750,4 \text{ [mm]}$$

Maximální délka obvodu trajektorie pilového pásu:

$$\begin{aligned} L_{P(max)} &= A_{Ka1(max)} + A_{Ka2} + A_{Ka3(max)} + \left(\pi \cdot D_H \cdot \frac{\alpha_H}{360} \right) + \left(\pi \cdot D_N \cdot \frac{\alpha_{N(max)}}{360} \right) \\ &\quad + \left(\pi \cdot D_V \cdot \frac{\alpha_{V(min)}}{360} \right) \\ &= 533 + 437 + 153 + \left(\pi \cdot 265 \cdot \frac{180}{360} \right) + \left(\pi \cdot 180 \cdot \frac{142}{360} \right) + \left(\pi \cdot 95 \cdot \frac{38}{360} \right) \\ &= \mathbf{1793,8 [mm]} \end{aligned}$$



Obr. 4.4 – Schéma mezních délek trajektorie pilového pásu

4.4 Pohonné ústrojí

Pohon pásové pily se skládá z hydromotoru a planetové převodovky. Návrh pohonu nebude řešen, jelikož se využije již existujícího pohonu, z nižších řad pásových pil společnosti Koexpro Ostrava, a.s. I přesto je třeba shrnout základní parametry tohoto pohonu, pro znalost výkonových hodnot na hnacím kotouči. Parametry celého pohonu, ale taky obou jednotlivých částí budou rozebrány v následujících podkapitolách.

4.4.1 Hydromotor

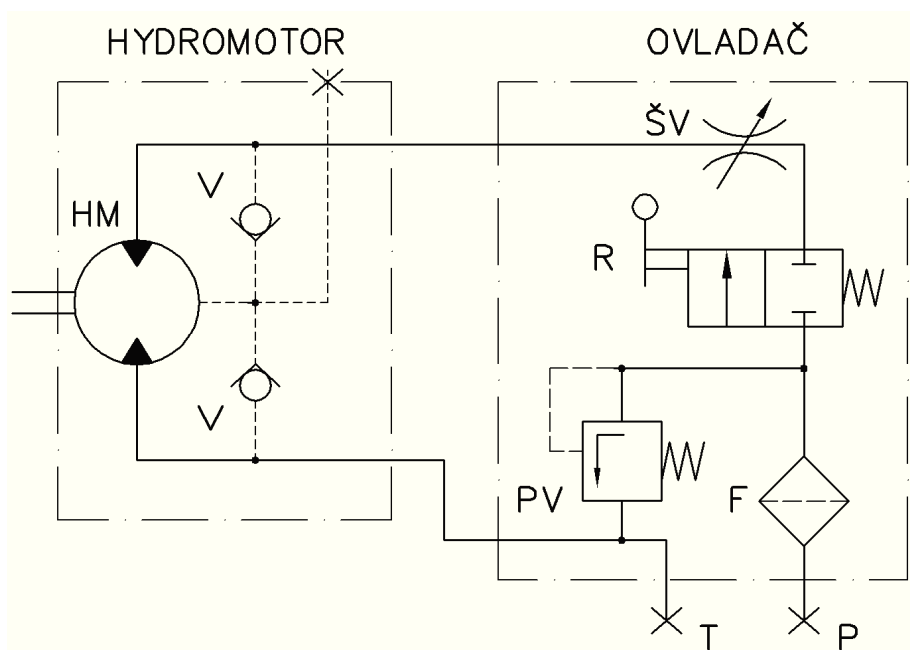
V pohonu je použit hydromotor společnosti M+S Hydraulic s podélným šoupátkovým ventilem. Hydraulické schéma hydromotoru včetně ovladače je znázorněno na obr. 4.5. Hydromotor disponuje bočním vývodem, na němž je připojený ovladač. Ten sestává z filtru, tlakového pojišťovacího ventilu, dvupolohového šoupátkového rozvaděče a škrtkícího

ventilu. Škrťací ventil je v systému z důvodu regulace průtočného množství, což umožní dosažení požadovaných otáček hnacího kotouče respektive požadované řezné rychlosti pilového pásu.

Hydromotor je uváděn do chodu prostřednictvím páky rozvaděče, který přes škrťací ventil dodává pracovní kapalinu k hydromotoru. Jako pracovní kapalina se využívá již zmiňovaná 3-5 % vodní emulze HFA nebo minerální olej pro hydrostatické mechanismy o viskozitě 46 [mm²/sec] při 40 [°C]. Hydromotor je také vybaven oválnou přírubou, přes kterou je přišroubován k planetové převodovce.

Tab. 4.2 – Parametry hydromotoru [12]

Hydromotor s podélným šoupátkovým ventilem MMFS32C		
	Geometrický objem	$V_g = 31,8 \text{ [cm}^3\text{/ot.]}$
	Max. otáčky	$n_{HM(max)} = 630 \text{ [min}^{-1}\text{]}$
	Max. krouticí moment	$M_{kHM(max)} = 4 \text{ [N}\cdot\text{m]}$
	Max. přenášený výkon	$P_{HM} = 2,4 \text{ [kW]}$
	Max. tlakový spád	$p_{HM(max)} = 10 \text{ [MPa]}$
	Max. průtok	$Q_{HM(max)} = 20 \text{ [dm}^3\text{/min]}$
	Max. vstupní tlak	$p_{vstup} = 14 \text{ [MPa]}$
	Max. tlak na hřídelové těsnění při otáčkách 100-400 [min⁻¹] a 400-800 [min⁻¹]	$p_{HM(400)} = 10 \text{ [MPa]}$ $p_{HM(800)} = 5 \text{ [MPa]}$
	Hmotnost	$m_{HM} = 2,2 \text{ [kg]}$



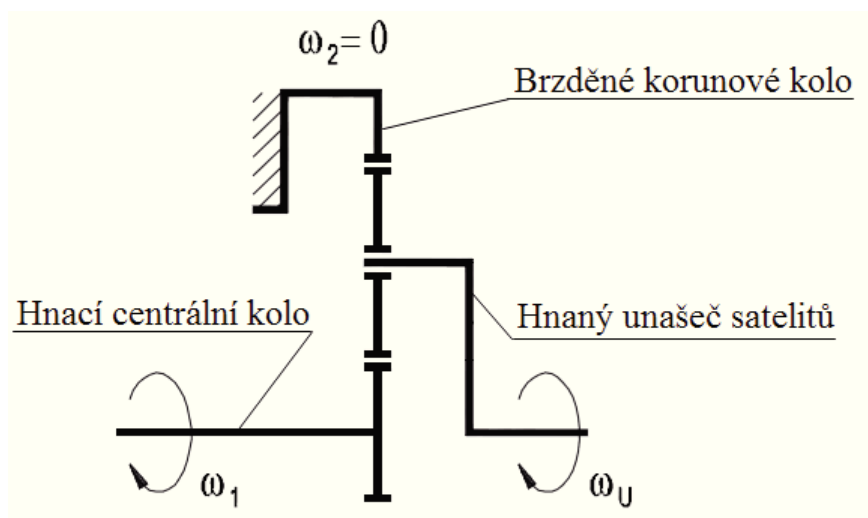
Obr. 4.5 – Hydraulický obvod pohonu pásové pily

Popis užitých prvků v hydraulickém obvodu hydromotoru a ovladače (obr. 5.5):

- HM - neregulační hydromotor
- PV - tlakový pojišťovací ventil
- ŠV - průtokový škrtící ventil
- V - jednosměrný ventil
- R - šoupátkový rozvaděč 2/2 s pružinou a pákovým ovládáním
- F - filtr
- P - připojení na zdroj tlaku
- T - připojení na zpětné (odpadní) vedení

4.4.2 Planetová převodovka

Na výstupu z hydromotoru je bezprostředně napojena planetová převodovka. Výstupní hřídel hydromotoru je napojena na centrální kolo planety a výstupní hřídel převodovky je napojena na unášec satelitů. Z toho plyne, že brzděné kolo je korunové (viz obr. 4.6). Planetové převodovky s brzděným korunovým kolem jsou nejpoužívanější. Dosahují největšího (nejmenšího) převodu a to při poměrně vysoké účinnosti. Výstupní hřídel z převodovky má stejný smysl otáčení jako hřídel vstupní.



Obr. 4.6 – Schéma planetové převodovky s brzděným korunovým kolem

Tab. 4.3 – Parametry planetové převodovky

Převodový poměr	$i_p = 3,25 [1]$
Účinnost převodovky	$\eta_p = 0,97 [1]$
Brzděné kolo	korunové
Smysl otáčení vstupní / výstupní hřídele	stejný

4.4.3 Parametry pohonu

Při znalosti technických parametrů obou součástí pohonu, je možné určit jeho celkové výstupní parametry, které budou přenášeny na hnací kotouč pily.

- **Krouticí moment na výstupu z převodovky**

$$Mk_2 = Mk_{HM(max)} \cdot i_p \cdot \eta_p = 4 \cdot 3,25 \cdot 0,97 = 12,6 [N \cdot m]$$

- **Maximální otáčky výstupní hřídele převodovky (otáčky hnacího kotouče)**

$$n_{2(max)} = \frac{n_{HM(max)}}{i_p} = \frac{630}{3,25} = 193,8 [min^{-1}]$$

- **Obvodová síla na hnacím kotouči**

$$F_T = \frac{Mk_2}{\frac{D_H}{2}} = \frac{13}{\frac{0,265}{2}} = 98,1 [N]$$

- **Obvodová rychlost na hnacím kotouči (řezná rychlost) při $n_{2(max)}$**

$$v_T = \pi \cdot D_H \cdot n_{2(max)} = \pi \cdot 0,265 \cdot 193,8 = 161,3 \left[\frac{m}{min} \right]$$

Při využití maximálních otáček hydromotoru dosahujeme na obvodu hnacího kotouče příliš vysoké obvodové rychlosti, která je zároveň rychlostí řeznou. Z tohoto důvodu je třeba brát ohled, na doporučené řezné rychlosti u běžně používaných pilových pásů. Ta se běžně pohybuje podle typu pásu a řezaného materiálu v rozmezí 40 až 80 [m/min]. Této řezné rychlosti jsme schopni dosáhnout pouze snížením otáček na hydromotoru a to prostřednictvím snížení objemového průtoku hydraulické kapaliny.

- **Regulace objemového průtoku (řezné rychlosti pilového pásu)**

Objemový průtok a otáčky hydromotoru při řezné rychlosti $v_{\check{r}(min)} = 40 [m/min]$

$$Q_{V(40)} = V_g \cdot \frac{i_p \cdot v_{\check{r}(min)}}{\pi \cdot D_H} = 31,8 \cdot 10^{-3} \cdot \frac{3,25 \cdot 40 \cdot 10}{\pi \cdot 2,65} = 4,97 \cong 5 \left[\frac{dm^3}{min} \right]$$

$$n_{HM(40)} = \frac{Q_{V(40)}}{V_g} = \frac{4,97}{31,8 \cdot 10^{-3}} = 156,29 [min^{-1}]$$

Objemový průtok a otáčky hydromotoru při řezné rychlosti $v_{\dot{R}(\max)} = 80 [\text{m/min}]$

$$Q_{V(80)} = 2 \cdot Q_{V(40)} = 2 \cdot 4,97 = 9,94 \cong 10 \left[\frac{\text{dm}^3}{\text{min}} \right]$$

$$n_{HM(80)} = 2 \cdot n_{HM(40)} = 2 \cdot 156,29 = 312,6 [\text{min}^{-1}]$$

Při horní mezi řezné rychlosti hydromotor pracuje v otáčkách nižších, než jsou max. otáčky při napojení na tlak $p_{HM(\max)} = 10 [\text{MPa}]$ (viz tab. 4.2). Je tedy možné hydromotor zatěžovat dlouhodobě podle uvedených parametrů shrnutých v tab. 4.4.

Tab. 4.4 – Parametry pohonu

Vstupní tlak do hydromotoru	$p_{HM(\max)} = 10 [\text{MPa}]$
Minimální objemový průtok	$Q_{V(40)} = 5 [\text{dm}^3/\text{min}]$
Maximální objemový průtok	$Q_{V(80)} = 10 [\text{dm}^3/\text{min}]$
Krouticí moment na hnacím kotouči	$Mk_2 = 12,6 [\text{N}\cdot\text{m}]$
Obvodová síla na hnacím kotouči	$F_T = 98,1 [\text{N}]$
Minimální řezná rychlost	$v_{\dot{R}(\min)} = 40 [\text{m/min}]$
Maximální řezná rychlost	$v_{\dot{R}(\max)} = 80 [\text{m/min}]$

4.5 Výpočet napínací síly

Pilový pás je nutné na kotoučích napínat ze dvou důvodů. V první řadě jde o napínání z důvodu přenosu krouticího momentu z hnacího kotouče na pás prostřednictvím tření. Druhým neméně důležitým důvodem je napínání pásu pro dosažení rovného a přesného řezu.

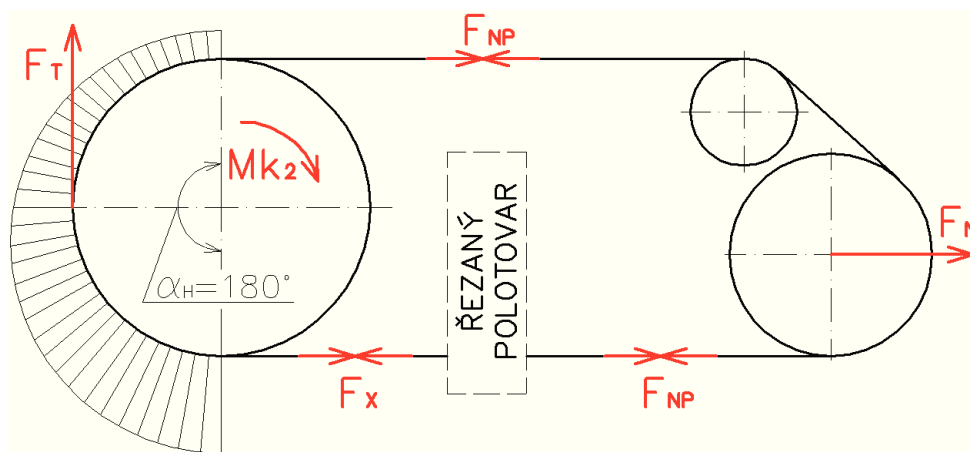
- **Minimální napínací síla pro přenos sil od hydromotoru na pilový pás**

Velikost napínací síly pro přenos krouticího momentu na pilový pás bez prokluzu vypočteme podle Eulerova vztahu vláknového tření mezi nabíhající a odbíhající silou (4.1) u hnacího kotouče. Pro přehlednost využijeme schématu z obr. 4.7 se znázorněnými působícími silami u hnacího kotouče. Pro síly ve schématu potom platí:

$$F_X = F_{NP} \cdot e^{f_o \cdot \alpha_H} \quad (4.1)$$

f_o ...součinitel tření pro ocel

$$F_T = F_X - F_{NP} \quad (4.2)$$



Obr. 4.7 – Schéma silového působení na pilovém pásu

Dosazením vztahu (4.1), do vztahu (4.2) dostaneme rovnici pro výpočet napínací síly v pásu F_{NP} , která se pro zjednodušení uvažuje, jako polovina síly F_N na napínacím kotouči. Skutečná síla v předepnutí napínacího kotouče bude menší, díky šikmé složce síly v pilovém pásu F_{NP} .

$$F_T = F_{NP} \cdot (e^{f_o \cdot \alpha_H} - 1) \Rightarrow F_{NP}$$

$$F_{NP(min)} = \frac{F_T}{e^{f_o \cdot \alpha_H} - 1} = \frac{98,1}{e^{0,15 \cdot \pi} - 1} = 162,96 \text{ [N]}$$

Minimální síla v napínáku napínacího kotouče:

$$F_{N(min)} = 2 \cdot F_{NP(min)} = 2 \cdot 162,96 = 325,9 \text{ [N]}$$

- Doporučené předpětí pilového pásu podle výrobce**

Výrobci pilových pásu doporučují předpětí v pilovém pásu $\sigma_{NP} = 25 \text{ [N/mm}^2\text{]}$ (viz kap. 3). Z tohoto napětí a z plochy průřezu pilového pásu je možné určit doporučenou napínací sílu pilového pásu.

$$S_{Pásu} = \text{šířka pásu} \cdot \text{výška pásu} = 13 \cdot 0,65 = 8,45 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$F_{NP(dop.)} = \sigma_{NP} \cdot S_{Pásu} = 25 \cdot 8,45 = 211,25 \text{ [N]}$$

Pro další výpočty se uvažuje síla napnutí pásu $F_{NP} = 250 \text{ [N]}$

Síla v napínacím šroubu napínacího kotouče:

$$F_N = 2 \cdot F_{NP} = 2 \cdot 250 = 500 \text{ [N]}$$

$$F_N > F_{N(min)} \Rightarrow \text{vyhovuje}$$

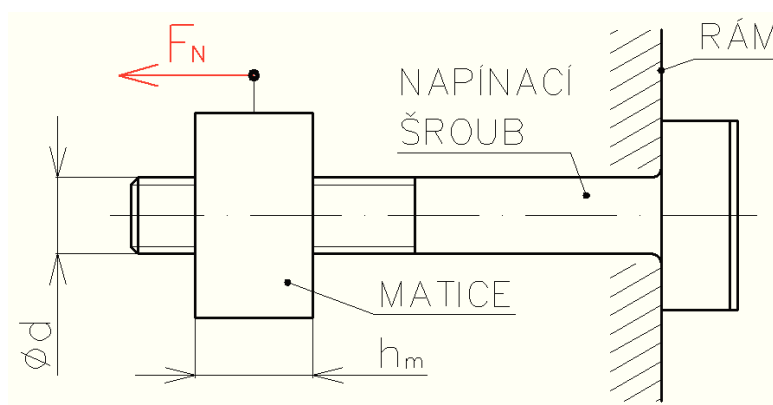
SÍLA V NAPÍNÁKU NAPÍNACÍHO KOTOUČE $F_N = 500 \text{ [N]}$

5. Pevnostní kontrola namáhaných součástí a kritických uzlů konstrukce

V konstrukčním celku pásové pily je třeba vhodně navrhnout, popřípadě pevnostně zkontrolovat některé konstrukční uzly. Jejich vhodným navržením pak lze dosáhnout ideálního poměru hmotnosti, spolehlivosti a životnosti.

5.1 Návrh a výpočet napínacího elementu

Napínání pilového pásu se uskutečňuje prostřednictvím napínacího kotouče. Uložení tohoto kotouče je v posuvném tělese pevně spojeném s maticí napínacího šroubu (obr. 5.1). Potom k napínání dochází otáčením napínacího šroubu, což způsobuje posun matice ve směru zvyšování respektive snižování napětí v pásu. Napínací šroub má metrický závit a je navržen a kontrolován jako pohybový šroub.



Obr. 5.1 – Napínák pilového pásu

- **Návrh a kontrola průměru napínacího šroubu [6]**

Z použité třídy pevnosti šroubu 8.8 podle ISO 898 plyne:

- mez kluzu $Re = 8 \cdot 8 \cdot 10 = 640 \text{ [MPa]}$

Zjednodušený hrubý návrh průměru šroubu:

$$\sigma_t \cdot \beta_k \leq \sigma_{Dt} \quad (5.1)$$

$$\frac{F_{N(dop.)}}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} \cdot \beta_k \leq \frac{Re}{k_s} \Rightarrow d_3'^2 \quad (5.2)$$

k_s ... součinitel bezpečnosti

β_k ... koeficient zohledňující vliv zatím neznámého krutu

$$d_3^2 \geq 2 \cdot \sqrt{\frac{\beta_k \cdot k_{s(min)} \cdot F_N}{\pi \cdot Re}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{1,3 \cdot 3 \cdot 500}{\pi \cdot 640}} = 1,97 \text{ [mm]}$$

VOLEN ZÁVIT DLE ČSN 01 4013 – M6x1 – 6g

Tab. 5.1 – Základní rozměry metrického závitu M6x1 [10]:

Rozteč závitu	P = 1 [mm]
Velký průměr závitu šroubu a matice	d = D = 6 [mm]
Střední průměr závitu šroubu a matice	d ₂ = D ₂ = 5,350 [mm]
Malý průměr závitu šroubu a matice	d ₁ = D ₁ = 4,917 [mm]
Malý průměr závitu šroubu ve vrcholu zaoblení závitového dna	d ₃ = 4,773 [mm]

Úhel stoupání závitu:

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{P}{\pi \cdot d_2} = \frac{1}{\pi \cdot 5,350} = 0,059497 \Rightarrow \psi = 3,41^\circ$$

Redukovaný třecí úhel:

$$\operatorname{tg} \varphi' = \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha_z}{2}} = \frac{0,2}{\cos \frac{60^\circ}{2}} = 0,2309 \Rightarrow \varphi' = 13^\circ$$

Kontrola samosvornosti:

$\psi < \varphi'$ - podmínka samosvornosti splněna

Napětí v tahu:

$$\sigma_t = \frac{F_N}{\frac{\pi \cdot d_3^2}{4}} = \frac{500}{\frac{\pi \cdot 4,773^2}{4}} = 27,94 \text{ [MPa]}$$

Napětí v krutu:

$$\tau = \frac{Mk_s}{Wk} = \frac{F_N \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi \cdot d_3^3}{16}} = \frac{500 \cdot \operatorname{tg}(3,41^\circ + 13,0^\circ) \cdot \frac{5,350}{2}}{\frac{\pi \cdot 4,773^3}{16}} = 18,45 \text{ [MPa]}$$

Kontrola bezpečnosti napínacího šroubu:

$$k_s = \frac{Re}{\sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau^2}} = \frac{640}{\sqrt{27,94^2 + 4 \cdot 18,45^2}} = 13,82 [1] \Rightarrow \text{VYHOVUJE}$$

- **Výpočet výšky matice napínáku [6]**

Závit matice se kontroluje na tlak, jehož dovolenou hodnotu pro kombinaci ocelový šroub – ocelová matice uvažujeme jako $p_D = 20$ [MPa].

$$p_z = \frac{F_{N(dop.)}}{\pi \cdot d_2 \cdot H_z \cdot z} \leq p_D \Rightarrow z \quad (5.3)$$

Potřebný počet závitů matice:

$$z \geq \frac{F_N}{\pi \cdot d_2 \cdot H_z \cdot p_D} = \frac{500}{\pi \cdot 5,350 \cdot 0,542 \cdot 20} = 2,7 \text{ [1]}$$

kde nosná hloubka závitů je

$$H_z = \frac{d - D_1}{2} = \frac{6 - 4,917}{2} = 0,542 \text{ [mm]}$$

Výška matice:

$$h_{m(\min)} = z \cdot P = 2,7 \cdot 1 = 2,7 \text{ [mm]}$$

VOLENA VÝŠKA MATICE $h_m = 10$ [mm]

Výška matice je navržena podle síly v napínáku napínacího kotouče, která vycházela ze zjednodušeného výpočtu. Skutečná síla v napínacím šroubu je nižší při neměnné síle předepnutí pilového pásu. V případě většího napětí v pilovém pásu se zvětší tlak v závitech, nad v tomto případě uvažovanou dovolenou mez $p_D = 20$ [MPa]. Tahle skutečnost ovšem neovlivní životnost závitů, jelikož se napínání pásu uskutečňuje pouze zřídka a závitové spojení je jinak statické.

5.2 Hřídel napínacího a vodícího kotouče

Hřídele obou hnaných kotoučů jsou uloženy ve dvou ložiskových podporách a jsou namáhány ohybem za rotace. Proto se při kontrole zohledňovala únava materiálu v kritickém průřezu. Síly působící na hřídele jsou schematicky znázorněny na obr. 5.2, jak je vidět hřídele jsou zatěžovány pouze od síly předepnutí v pilovém pásu. Pro výpočet hřídelů se využilo výrobcem doporučené napínací síly v pásu F_{NP} navýšené o bezpečnostní rezervu 50 %.

- **Výpočet zatěžujících sil**

Výpočtová síla předepnutí pilového pásu:

$$F_{NP(v)} = 1,5 \cdot F_{NP} = 1,5 \cdot 250 = 375 \text{ [N]}$$

Výpočet výsledných zatěžujících sil působících na hřídele (obr. 5.2):

$$F_{NV} = \sqrt{2 \cdot F_{NP(v)}^2 \cdot (1 + \cos \gamma_N)} = \sqrt{2 \cdot 375^2 \cdot (1 + \cos 41^\circ)} = 702,5 \cong \mathbf{705 \text{ [N]}}$$

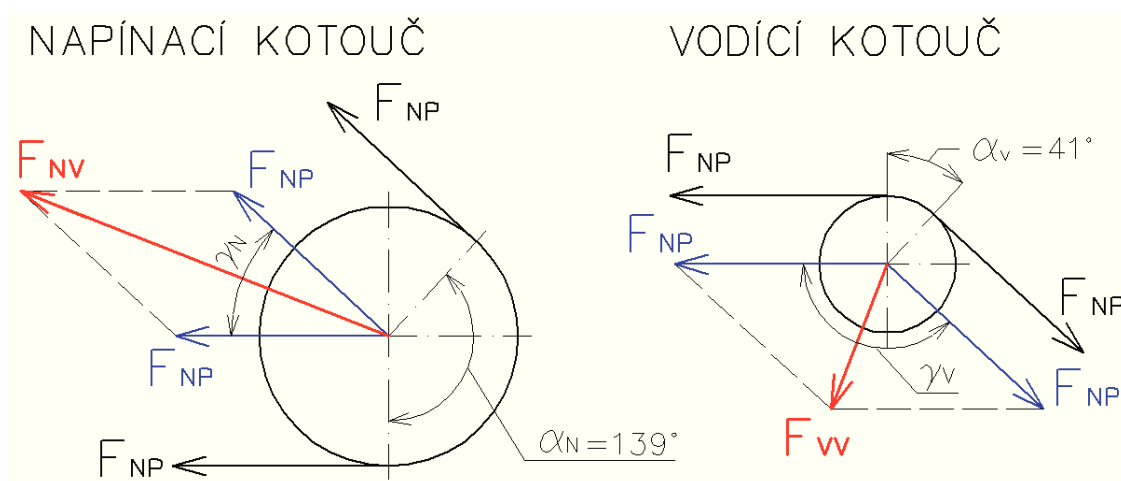
kde

$$\gamma_N = 180^\circ - \alpha_N = 180^\circ - 139^\circ = 41^\circ$$

$$F_{VV} = \sqrt{2 \cdot F_{NP(v)}^2 \cdot (1 + \cos \gamma_V)} = \sqrt{2 \cdot 375^2 \cdot (1 + \cos 139^\circ)} = 262,7 \cong \mathbf{265 \text{ [N]}}$$

kde

$$\gamma_V = 180^\circ - \alpha_V = 180^\circ - 41^\circ = 139^\circ$$



Obr. 5.2 – Síly působící na hřídele kotoučů

- Návrh a kontrola hřídele napínacího kotouče**

Materiál hřídele volen 11 500.0, tedy konstrukční ocel tepelně nezpracovaná.

Specifikace materiálu 11 500.0 [10]:

- mez kluzu $R_e = 245 \text{ [MPa]}$
- mez pevnosti $R_m = 470 \text{ [MPa]}$
- dovolené napětí v ohybu $\sigma_{D0} = 70 \text{ [MPa]}$

Reakce v opěrných bodech (ložiskách):

$$\Sigma F: R_B - R_A - F_{NV} = 0$$

$$\Sigma M_B: F_{NV} \cdot b - R_A \cdot a = 0$$

$$R_A = \frac{F_{NV} \cdot b}{a} = \frac{705 \cdot 20}{25} = \mathbf{564 \text{ [N]}}$$

$$R_B = R_A + F_{NV} = 564 + 705 = \mathbf{1269 \text{ [N]}}$$

Maximální ohybový moment:

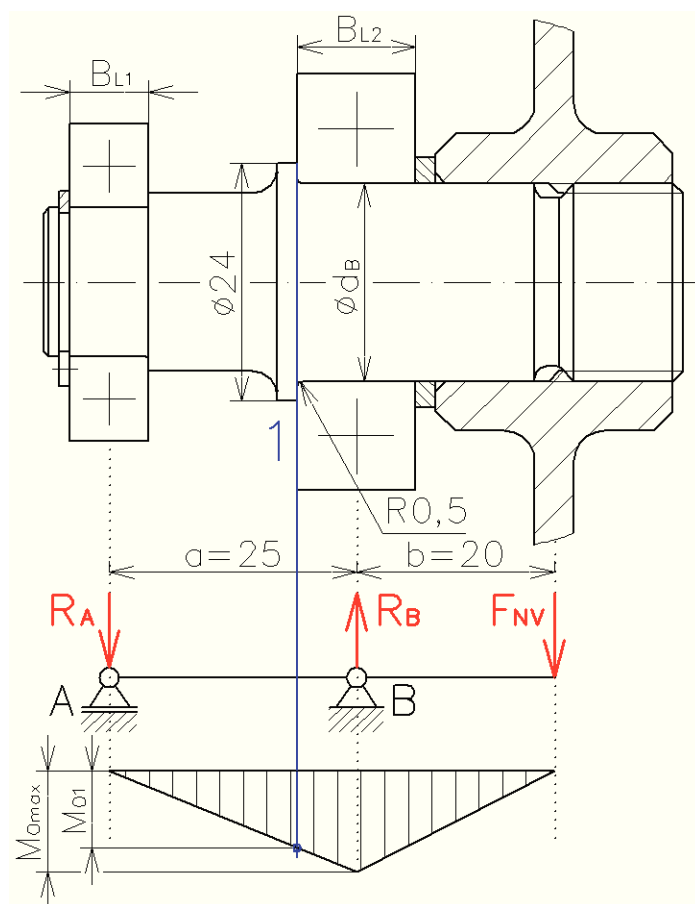
$$M_{OB} = M_{Omax} = R_A \cdot a = 564 \cdot 25 \\ = 14100 \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

Návrh průměru v M_{Omax} :

$$\sigma_O = \frac{M_O}{W_O} = \frac{32 \cdot M_{Omax}}{\pi \cdot d_B^3} \leq \sigma_{Do}$$

$$d_B \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{Omax}}{\pi \cdot \sigma_{Do}}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 14100}{\pi \cdot 70}} \\ = 12,7 \text{ [mm]}$$

VOLEN PRŮMĚR $d_B = 20 \text{ [mm]}$



Obr. 5.3 – Schéma hřídele napínacího kotouče

Kontrola statické bezpečnosti v průřezu "1" (viz obr. 5.3):

$$M_{O1} = R_A \cdot \left(a - \frac{B_{L2}}{2}\right) = 564 \cdot \left(25 - \frac{12}{2}\right) = 10716 \text{ [N} \cdot \text{mm]}$$

$$\sigma_{S1} = \frac{M_{O1}}{W_{O1}} = \frac{M_{O1}}{\frac{\pi \cdot d_B^3}{32}} = \frac{10716}{\frac{\pi \cdot 20^3}{32}} = 13,64 \text{ [MPa]}$$

$$k_{S1} = \frac{Re}{\sigma_{S1}} = \frac{245}{91,34} = 17,9 \text{ [1]}$$

$$k_{S1} > k_{Smin} = 3 \Rightarrow \textbf{VYHOVUJE}$$

Hřídel napínacího kotouče (obr. 5.3) je zatížena ohybem za rotace. Z tohoto důvodu je důležité brát ohled na vruby a provést kontrolu únavy materiálu. Vzhledem k průběhu ohybového momentu a konstrukci hřídele je kritickým místem průřez "1" označený modrou barvou. Jedná se o místo s velmi malým poloměrem zaoblení, nacházející se v blízkosti maximálního ohybového momentu.

Výpočet bezpečnosti na mezi únavy materiálu v průřezu "1" (obr. 5.3) [1]:

- vrubový součinitel podle Neubergera

$$\beta_1 = 1 + \frac{\alpha_1 - 1}{1 + \sqrt{\frac{A}{\rho}}} = 1 + \frac{2,4 - 1}{1 + \frac{0,46}{\sqrt{0,5}}} = 1,8482 [1]$$

α_1 ... součinitel tvaru

\sqrt{A} ... Neubergerova konstanta

ρ ... poloměr vrubu [mm]

- mez únavy hladkého vzorku v souměrně střídavém cyklu (ohyb)

$$\sigma_{Co} = 0,49 \cdot Rm = 0,49 \cdot 470 = 230,3 [MPa]$$

- mez únavy reálné vrubované součásti

$$\sigma_{Co}^* = \frac{\sigma_{Co} \cdot \varepsilon_v \cdot \eta_P}{\beta_1} = \frac{230,3 \cdot 0,92 \cdot 0,9}{1,8482} = \mathbf{103,2 [MPa]}$$

ε_v ... součinitel velikosti

η_P ... součinitel jakosti povrchu

- bezpečnost k mezi únavy

$$k_d = \frac{\sigma_{Co}^*}{\sigma_{S1}} = \frac{103,2}{13,64} = \mathbf{7,56 [1]}$$

$$k_d > k_{dmin} = 1,5 \Rightarrow \mathbf{VYHOVUJE}$$

Hřídel napínacího kotouče vyhovuje kontrole na únavu materiálu v kritickém průřezu s dostatečně velikou bezpečností. Tudíž i při provozu s přepnutým pilovým pásem vydrží hřídel napínacího kotouče dlouhodobý provoz. Hřídel vodícího kotouče je obdobné konstrukce a to i z hlediska rozměrů. Proto není třeba provádět kontrolu únosnosti hřídele vodícího kotouče, jelikož zatěžující síla F_{VV} je značně menší v porovnání se zatěžující silou napínacího kotouče.

5.3 Kontrola pevnosti a tuhosti rámu

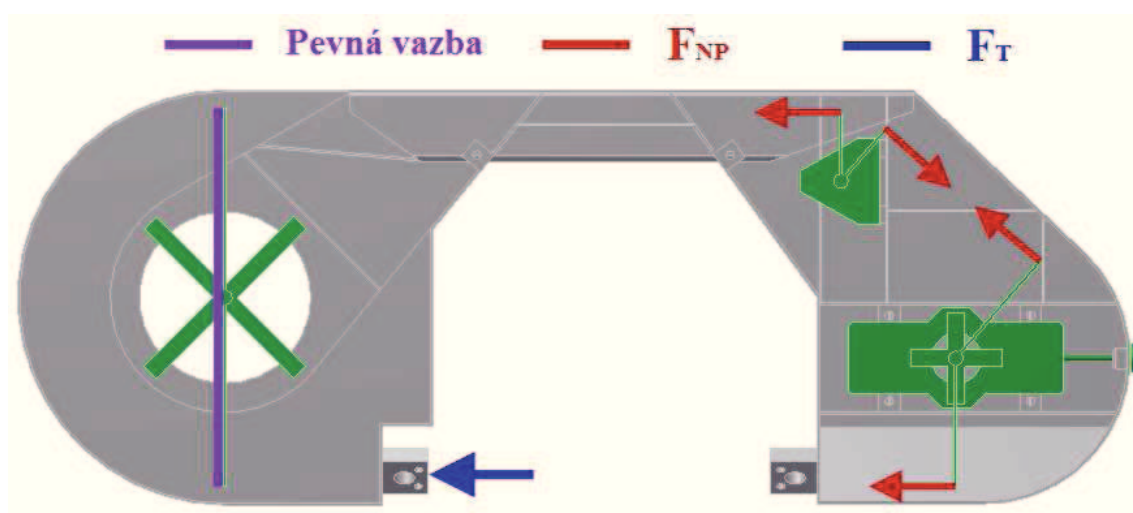
Rám pily je svařenec tvořený převážně z tenkých plechů. Přemostění v horní části rámu (obr. 5.4) je jako hlavní nosný prvek z uzavřeného obdélníkového profilu 50x30x2,5. Materiál rámu je z běžně dostupné konstrukční oceli 11 375.21.

Síly, které působí na rám, je možné rozdělit na vnitřní a vnější. Zdrojem vnitřních sil jsou síly, od napnutí pilového pásu a od řezné síly. Účinek řezné síly se v rámu projeví v případě, kdy pilový pás se při řezání "zakousne" v řzaném materiálu a ten se zapře do dorazu u natáčecích kladek pilového pásu. Vnější síly jsou všechny síly, které na rám působí od obsluhy a při manipulaci s pilou.

Tab. 5.2 – Základní parametry rámu

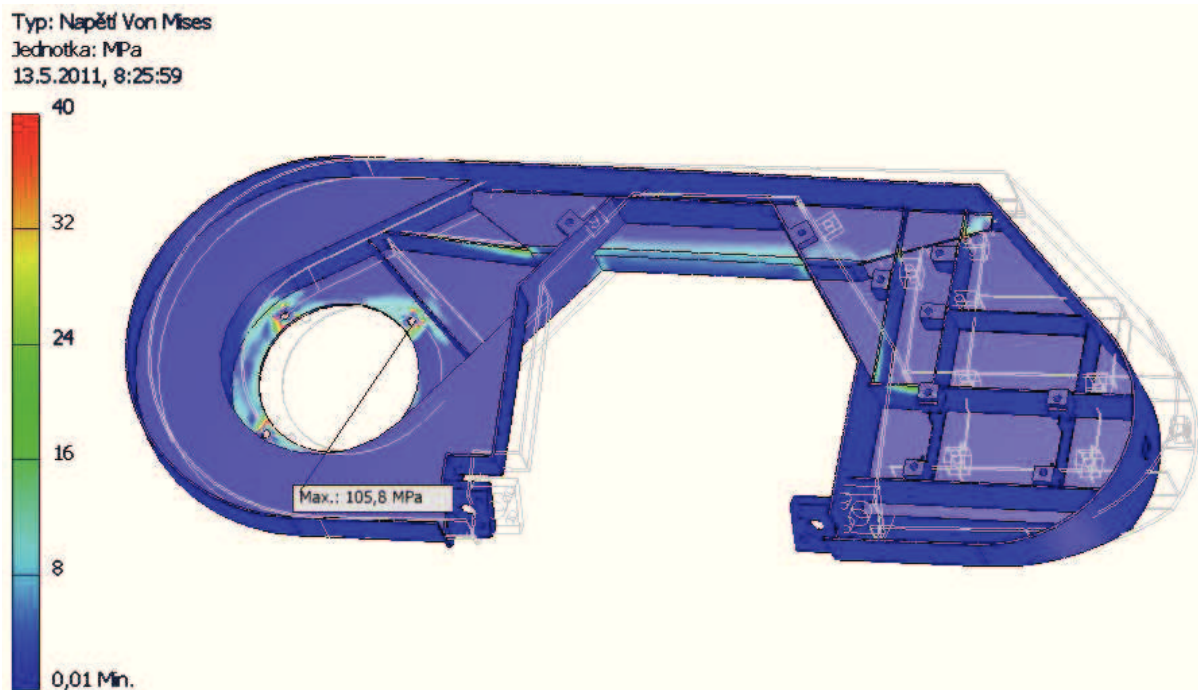
Materiál		11 375
Rozměry (d x š x v)	mm	781 x 292 x 77,5
Hmotnost	kg	5,89

Testování rámu analýzou MKP probíhalo v programu Autodesk Inventor Professional 2010. Při testování se využilo přípravků, přes které jsou do rámu přenášeny vnitřní síly (obr. 5.4). Hnací kotouč byl využit jako vazba pevná, proti které působí síly napnutí pilového pásu $F_{NP} = 250$ [N] a obvodová síla od hnacího kotouče (řezná síla) $F_T = 98,1$ [N].



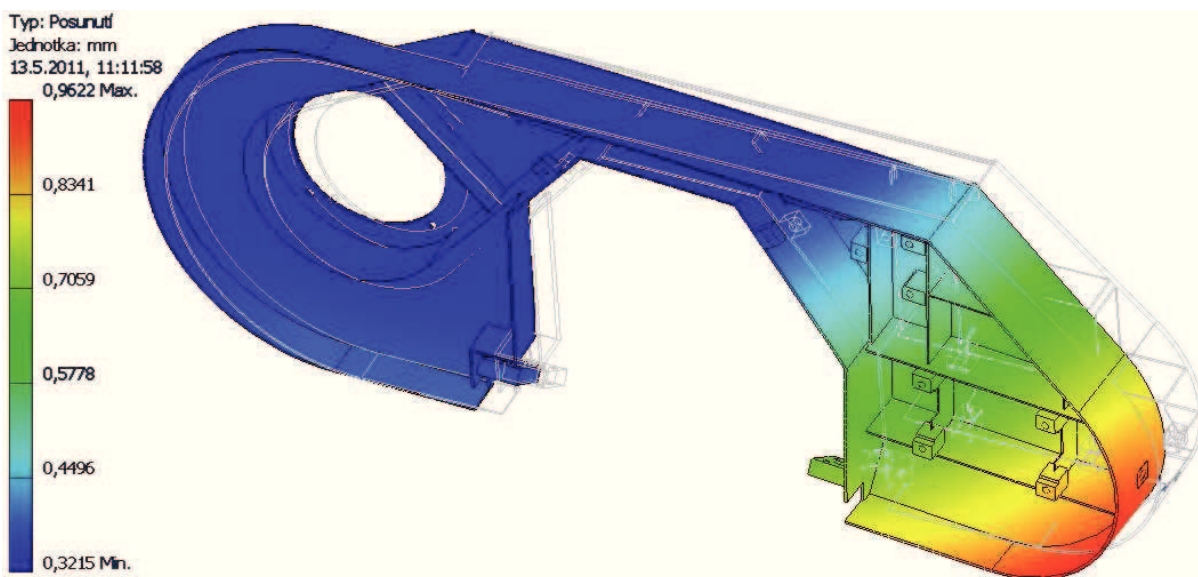
Obr. 5.4 – Schéma vnitřních zatížení rámu pily

Na obr. 5.5 jsou výsledná napětí v rámu podle hypotézy Mises. Maximální napětí podle analýzy vyšlo v připojovacích otvorech pohonné jednotky. Napětí v těchto bodech dosahovalo až 105,8 [MPa]. Jelikož ve zbytku rámu bylo napětí značně nižší, tak pro lepší názornost byl upraven rozsah stupnice napětí do 40 [MPa]. Vzhledem k velikostem zbylých napětí, je možné tvrdit, že lokální koncentrace extrémních napětí u připojovacích rozměrů není reálná (omezení softwaru) a skutečné napětí v těchto bodech bude přiměřeně nižší.



Obr. 5.5 – Rozložení napětí v rámu od vnitřních zatížení

Deformace rámu při zatížení vnitřními silami jsou pod 1 [mm]. Tuhost určuje vztah mezi deformací a zatížením. Vzhledem k velikosti vnitřních zatížení lze tuhost rámu považovat za vyhovující.

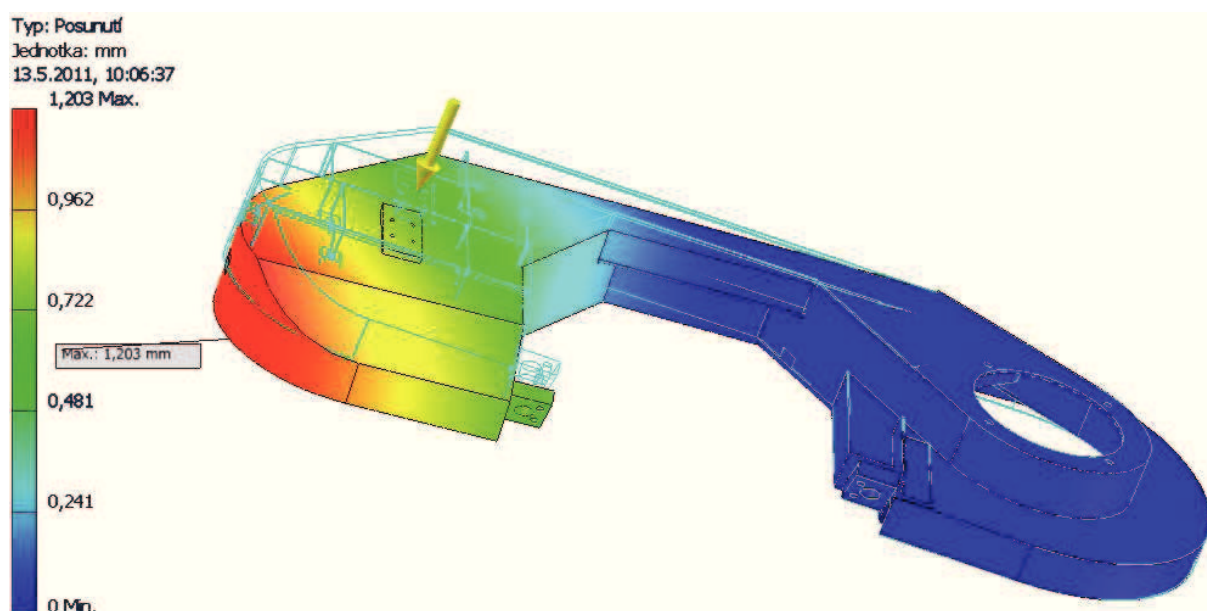


Obr. 5.6 – Deformace rámu od vnitřních zatížení

Pro demonstraci zatížení rámu vnějšími silami se uvažovala síla $F_{\text{příčná}} = 200$ [N]. Působíště této síly bylo zvoleno v místě připojení úchytu, určeného pro manipulaci s pilou. Pevná vazba byla opět zvolena v místě připojovacích rozměrů pohonné jednotky (hydromotoru). Cílem tohoto testovacího modelu zatěžování je zjistit deformace pro vyhodnocení tuhosti v příčném směru.



Obr. 5.7 – Schéma zatížení rámu vnější silou



Obr. 5.8 – Deformace rámu od vnějšího zatížení

Vzhledem k rozměrům pily jsou celkové deformace u obou typů zatěžování velmi dobré a rám tím splňuje předpoklady pro využití k navrhovaným účelům. Při zkompletování s ostatními komponenty je možné dál předpokládat další zlepšení těchto parametrů a to především tuhosti rámu respektive celé pily.

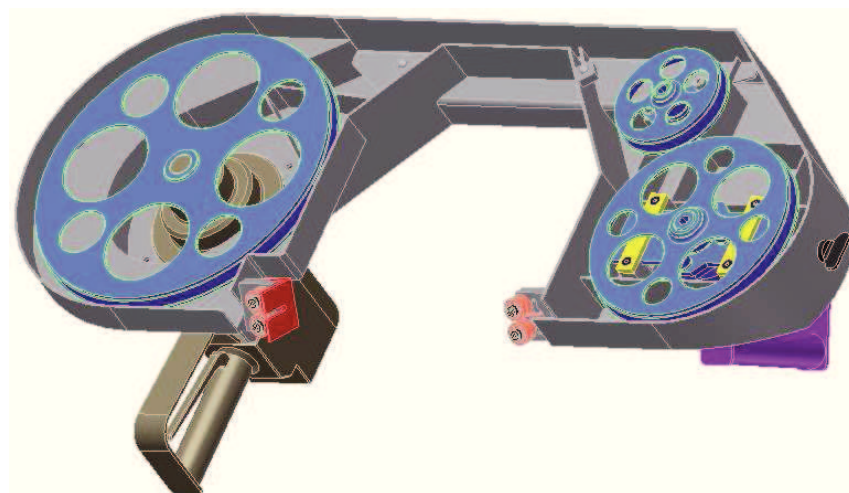
6. Závěr

Dle zadání diplomové práce byl uskutečněn přehled používaných zařízení pro dělení materiálu převážně v prostředí hlubinného dolu. Dále byly zpracovány možné řešení konstrukce rámu a dispozičního řešení kotoučů. Na základě tohoto přehledu byla navržena nová tří-kotoučová koncepce, která nejlépe vyhovovala zadaným požadavkům. Tedy schopnosti řezat materiál kruhového průřezu v maximálním rozměru 200 [mm]. Při návrhu rámu byl brán ohled nejen na rozměry a hmotnost, ale také na životnost, spolehlivost a dostatečnou tuhost celé pily.

Navržená pila využívá hydraulického pohonu napojeného na centrální obvod hlubinného dolu. Výstupní hřídel hydromotoru je napojena na planetovou převodovku a až následně na hnací kotouč. Regulaci průtoku v hydromotoru je pila schopna změny řezné rychlosti a tím přizpůsobení se aktuálně použitému ozubení pilového pásu. Rám pily, který je svařen převážně z tenkých ocelových plechů o max. tloušťce 2,5 [mm] je velice tuhý a s dostatečnou bezpečností odolává provozním zatížením. Pila je schopna provozu v prostředí s nebezpečím výbuchu a tím splňuje požadavky pro bezproblémové použití v hlubinném dole.

Tab. 6.1 – Technické parametry pásové pily RHP 200

Pohon		hydraulický
Max. rozměry řezaného materiálu	mm	Ø 200
Řezná rychlost	$\text{m} \cdot \text{min}^{-1}$	40 - 80
Vstupní tlak	MPa	32
Průtočné množství pracovní kapaliny	$\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}$	5 - 10
Celková hmotnost	kg	17,645
Rozměry (d x š x v)	mm	800 x 345 x 223



Obr. 6.1 – Ruční hydraulická pásová pila RHP 200 (bez krytu a pilového pásu)

7. Použitá literatura

- [1] MORAVEC, Vladimír – HAVLÍK, Jiří. *Výpočty a konstrukce strojních dílů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB – TUO, 2008. 72 s. ISBN 978-80-248-0878-9.
- [2] DEJL, Zdeněk. *Konstrukce strojů a zařízení I: spojovací části strojů*. Ostrava: Montanex, 2000. 225 s. ISBN 80-7225-018-3.
- [3] KOPÁČEK, Jaroslav. *Pohony a převody*. 1. vyd. Ostrava: VŠB – TUO, 2000. 221 s. ISBN 80-7078-806-2.
- [4] PAVLOK, Bohuslav – HRUŽÍK, Lumír – BOVA, Miroslav. *Hydraulická zařízení strojů – učební text*. Ostrava: VŠB – TUO, 2007. 123 s. CZ.04.1.03/3.2.15.3/0414.
- [5] VOJTEK, Jan – DRAŽDIL, Miroslav – PŘIKRYL, Ivo, aj. *Základy hydrauliky*. Ostrava: Dům techniky ČSVTS, září 1990. 234 s. ISBN 80-02-00541-4.
- [6] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře – Části spojovací*. 1.vyd. Ostrava: VŠB – TUO, 2007. 91 s. ISBN 978-80-248-1290-8.
- [7] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře – Části pohonů strojů*. 1. vyd. Ostrava: VŠB – TUO, 2010. 130 s. ISBN 978-80-248-1860-3.
- [8] KŘÍŽ, Rudolf – VÁVRA, Pavel, aj. *Strojírenská příručka – 6. svazek – Části strojů a převody (2. část)*. 1. vyd. Praha: Scientia, 1995. 291 s. ISBN 80-85827-88-3.
- [9] POLÁK, Jaromír – PAVLISKA, Jiří – SLÍVA, Aleš. *Dopravní a manipulační zařízení I*. 1. vyd. Ostrava: VŠB – TUO, 2001. 104 s. ISBN 80-248-0043-8.
- [10] LEINVEBER, Jan – VÁVRA, Pavel – ŘASA, Jaroslav. *Strojnické tabulky*. 3.vyd. Praha: Scientia, 2000. 985 s. ISBN 80-7183-164-6.
- [11] HOSNEDL, Stanislav – KRÁTKÝ, Jaroslav. *Příručka strojního inženýra: Obecné strojní části I*. 1. vyd. Brno: Computer Press, 1999. 313 s. ISBN 80-7226-055-3.
- [12] *Hydraulické motory s podélným šoupátkovým ventilem*. M+S HYDRAULIC, [2004?]. 48 s.
- [13] KOEXPRO Ostrava, a.s.: *Důlní program: nářadí a zařízení pro mechanizaci pomocných prací* [online]. c2009, [cit.2011-04-11]. <<http://www.koexpro.cz/new/dulni/?lang=cz>>.

- [14] HYDROMECH S.A.: *Portable band saws* [online]. c2009, [cit.2011-04-09].
<<http://www.hydromech-pac.pl/3,Oferta.html?sLang=en>>.
- [15] PILOUS-TMJ s.r.o.: *Pásové pily a pilové pásy* [online]. c2004, [cit.2011-04-10].
<http://www.pilous.cz/pas_pily.htm>.
- [16] WIKUS CZ, s.r.o.: *Technické informace – pilové pásy* [online]. c2010, [cit.2011-04-10]. <<http://www.wikus.cz/>>.
- [17] LEGNEX spol. s.r.o.: *Pilové pásy EBERLE* [online]. c2011, [cit.2011-04-14].
<<http://www.legnex.cz/pilove-pasy-eberle,63.html>>.
- [18] Feron, a.s.: *Sortimentní katalog hutních výrobků* [online]. c2011, [cit.2011-05-03].
<<http://www.ferona.cz/cze/katalog/strom.php>>.
- [19] OSTROJ a.s.: *Mechanizované výztuže* [online]. [cit.2011-04-20].
<<http://www.ostroj.cz/cs/c/mechanizovane-vyztuze/mechanizovane-vyztuze.htm>>.

8. Seznam příloh

- | | | |
|----|--|------------------|
| A. | <i>PÁSOVÁ PILA RHP 200</i> : výkres sestavní, formát A1, 1ks. | SN2KIV01-DP-S |
| B. | <i>PÁSOVÁ PILA RHP 200</i> : kusovník sestavy, formát A4, 2ks. | SN2KIV01-DP-K |
| C. | <i>RÁM RHP 200</i> : výkres výrobní (svařenec), formát A0, 1ks. | SN2KIV01-DP-01 |
| D. | <i>RÁM RHP 200</i> : kusovník svařované sestavy, formát A4, 2ks. | SN2KIV01-DP-01.K |
| E. | <i>CD obsahující:</i> | |
| | - textovou část práce (.pdf) | |
| | - výkresovou dokumentaci (viz přílohy A-D) | |
| | - poster | |